

Lena Zentner (Hrsg.)

**Mechanismentechnik in Ilmenau, Budapest und Niš
(2012)**

Berichte der Ilmenauer Mechanismentechnik (BIMT)

Herausgegeben von

Prof. Lena Zentner

Fachgebiet Mechanismentechnik an der TU Ilmenau

Band 1

Mechanismentechnik in Ilmenau, Budapest und Niš

Technische Universität Ilmenau
29. - 31. August 2012

Herausgegeben von
Lena Zentner



Universitätsverlag Ilmenau
2012

Impressum

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Angaben sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Design der Cover-Bilder

Stefan Griebel

Technische Universität Ilmenau/Universitätsbibliothek

Universitätsverlag Ilmenau

Postfach 10 05 65

98684 Ilmenau

www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag

Herstellung und Auslieferung

Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG

Am Hawerkamp 31

48155 Münster

www.mv-verlag.de

ISSN 2194-9476 (Druckausgabe)

ISBN 978-3-86360-034-1 (Druckausgabe)

URN urn:nbn:de:gbv:ilm1-2012100142

INHALT

Vorwort	1
Beiträge zu nachgiebigen Mechanismen	
<i>L. Zentner</i> <i>S. Linß,</i> <i>A. Milojević</i>	Klassifikation nachgiebiger Mechanismen und Aktuatoren Model-based design of flexure hinges for rectilinear guiding with compliant mechanisms in precision systems Modelling of a compliant Scott-Russel mechanism with small length flexural pivots Ein Modell zur Dimensionierung nachgiebiger Elemente für den Einsatz in Gassicherheitsventilen Analytische und messtechnische Untersuchungen zum Schwingungsverhalten von Zungenventilen in Membranverdichtern
3	13
<i>N. T. Pavlović,</i> <i>N. D. Pavlović,</i>	Modelling of a compliant Scott-Russel mechanism with small length flexural pivots
25	35
<i>R. Uhlig,</i> <i>L. Zentner</i>	Ein Modell zur Dimensionierung nachgiebiger Elemente für den Einsatz in Gassicherheitsventilen
35	45
<i>L. Hartmann,</i> <i>R. Uhlig,</i> <i>L. Zentner</i>	Analytische und messtechnische Untersuchungen zum Schwingungsverhalten von Zungenventilen in Membranverdichtern
45	
Beiträge zu Sensorik und Aktuatorik	
<i>D. Petković,</i> <i>N. D. Pavlović,</i>	Object grasping and lifting by passive compliant gripper
55	65
<i>M. Issa,</i> <i>L. Zentner</i>	Sensorelemente aus leitfähigem Silikon für einen nachgiebigen Greifer
65	79
<i>A. Chaykina,</i> <i>S. Griebel,</i> <i>L. Zentner</i>	Richtungsabhängiger Berührungssensor zur Sensorisierung von nachgiebigen Mechanismen
79	91
<i>S. Griebel,</i> <i>P. Fiedler,</i> <i>A. Streng,</i> <i>J. Haueisen,</i> <i>L. Zentner</i>	Erzeugung von Schraubenbewegungen mittels nachgiebiger Aktuatoren
91	

Beiträge zu Materialcharakterisierung und Simulationsmethoden

<i>M. Feierabend, S. Griebel, L. Zentner</i>	Konzeptionierung und Konstruktion einer äquibiaxialen Zugvorrichtung	103
<i>A. Huba, A. Bojtos</i>	Neue Methode zur Bestimmung des dynamischen Materialmodells von Silikongummi	115
<i>A. Bojtos, A. Huba</i>	Electrical and mechanical testing of conductive silicone rubber filled by carbon black nanoparticles	125
<i>Z. Németh, Á. Veres, B. V. Nagy</i>	Simulations for optical design and analysis	135

VORWORT

Im diesem Band sind die Beiträge des Workshops „Mechanismentechnik in Ilmenau, Budapest und Niš 2012“ zusammengestellt. Eine Grundlage des Workshops ist eine mehrjährige Zusammenarbeit zwischen der Technischen Universität Ilmenau, der Universität Budapest (Budapest University of Technology and Economics) und der Universität Niš (University of Niš).

Seit fast einem halben Jahrhundert besteht ein Kontakt zwischen Kollegen aus Ilmenau und Budapest und ist mit Namen der Ilmenauer Professoren Hansen, Bögelsack, Höhne, Wiesner und Kallenbach verbunden. Herr Prof. Huba aus Budapest ist seit nun fast 40 Jahren der Hauptträger dieser Kooperation.

Zum ersten Kontakt zwischen den Kollegen aus Niš und Ilmenau ist es im Jahre 1971, ein Jahr vor der Entstehung der Fakultät für Maschinenbau in Niš, gekommen. Seit seinem ersten Besuch 1976 in Ilmenau forciert Herr Prof. N.D. Pavlovic aus Niš die Kontakte zu mehreren Fachgebieten der Fakultät für Maschinenbau der TU Ilmenau.

Herr Prof. Bögelsack, Leiter des Fachgebietes Mechanismentechnik der TU Ilmenau von 1966 bis 1989, hat die grundlegende Anfänge des Miteinanderwirkens seitens der TU Ilmenau gelegt. Seitdem wurden die Kontakte intensiviert und vertieft. Der Doktoranden- und Studentenaustausch sowie ein Austausch in Lehre und Forschung unter Kollegen sind bereits zur Tradition geworden. Darauf aufbauend wurde dieser Workshop erstmalig ins Leben gerufen. Seine Ziele sind die Ergebnisse der Forschungsarbeiten, insbesondere Zusammenarbeiten, gegenseitig zu präsentieren, um den Standpunkt sowie dann die neuen Tendenzen und Themen für weitere Aktivitäten zu definieren. Noch eine nicht weniger wichtige Aufgabe dieses Zusammenkommens ist es, eine Plattform für neue und junge Mitarbeiter zu bieten, um die bestehende Kontakte zu erweitern sowie zukünftig die Generationswechsel reibungslos zu überstehen.

Die anvisierten Ziele wurden erreicht – das ist ein bedeutsames Ergebnis dieses Workshops. In diesem Band sind die Beiträge der Teilnehmer des Workshops zusammengefasst.

Ich danke Herrn Wetzlich, Herrn Griebel und Herrn Feierabend für die Unterstützung in der Organisation des Workshops, Herrn Linß beim Zusammenstellen und Formatieren der Beiträge in diesem Band sowie allen Teilnehmern dieses dreitägigen Zusammenseins für Ihr Engagement.

August, 2012

Lena Zentner

KLASSIFIKATION NACHGIEBIGER MECHANISMEN UND AKTUATOREN

Lena Zentner

TU Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik

Kurzfassung

Nachgiebigkeit wird heute nicht mehr nur als ein Nachteil mechanischer Systeme aufgefasst, sondern es werden deren Vorteile, wie Ausnutzung elastischer Kräfte, Möglichkeit der Energiespeicherung, Kohärenz der Struktur etc., gezielt eingesetzt, um qualitativ neue Eigenschaften eines Systems zu erreichen. Um die Anwendung nachgiebiger Systeme voranzutreiben, wird in diesem Beitrag Klassifikation nachgiebiger Mechanismen und Aktuatoren gegeben. Außerdem wird die Nachgiebigkeit, als eine wichtige Eigenschaft derartiger Systeme, sowie deren Ursache und Wirkung betrachtet. Diese Ausführungen sollen bei einem Entwurf bzw. einer Wahl nachgiebiger Systeme helfen.

Abstract

Today compliance is not more understood as one disadvantage of mechanical systems, but their advantages (like exploitation of elastic forces, possibility of the energy storage and coherence of the structure) are used to reach qualitatively new properties of a system. To promote the use of compliant systems, classification of compliant mechanisms and actuators is given in this contribution. Moreover, the compliance as well as their cause and effect are considered. This contribution should help in a development or a choice of compliant systems.

1. Einleitung

Eine spezifische differenzierte Nachgiebigkeit in technischen Systemen ist in vielen Anwendungsbereichen, wie in der Medizintechnik und Mensch-Maschine-Interaktion, eine notwendige Voraussetzung ([1]). Auch in klassischen Zweigen der Maschinenbau bei vielen Aufgaben für die Bewegungs- bzw. Kraftübertragung, beispielsweise in der Greifertechnik, werden konventionelle Starrkörpermechanismen immer mehr durch nachgiebige Systeme erfolgreich ersetzt bzw. ergänzt. Diese Tendenz wird durch die Entwicklung neuartiger Werkstoffe und entsprechender Fertigungstechnologien unterstützt. Um Möglichkeiten für den Einsatz nachgiebiger Systeme überblicken zu können, sollen diese strukturiert betrachtet werden. Deshalb werden folgend wichtige Klassifikationen bezogen auf nachgiebige Systeme und einige Termini ergänzend zu Definitionen von IFToMM [2] eingeführt.

2. Nachgiebige Mechanismen

Die Nachgiebigkeit ist nach [2] ein Maß für die Fähigkeit eines Systems oder Körpers zur Deformation unter der Wirkung äußerer Kräfte. Hier wird bewusst mit dem Begriff Nachgiebigkeit und nicht Elastizität operiert, weil unter Nachgiebigkeit die Eigenschaften der Elastizität, Plastizität bzw. viskoelastische Eigenschaften verstanden werden. Ein System, dessen Beweglichkeit ausschließlich oder vorrangig durch die Nachgiebigkeit seiner Strukturabschnitte bestimmt ist, wird als nachgiebiger Mechanismus bezeichnet (s. auch [3]).

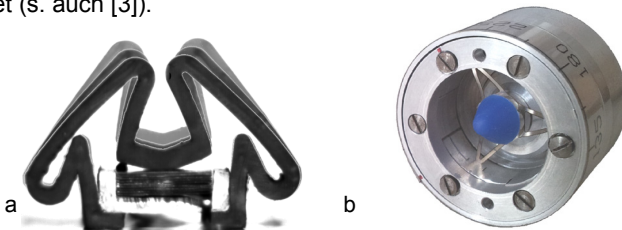


Abb. 1: (a) – ein Greifer als ein vollständig nachgiebiger Mechanismus [4], (b) – ein hybrider nachgiebiger Mechanismus [5]

In einem Extremfall können nachgiebige Mechanismen vollständig nachgiebig sein, andererseits können diese nur teilweise Nachgiebigkeit aufweisen. Die Letzteren werden als hybride Mechanismen bezeichnet. In

der Abb. 1 sind zwei Beispiele dargestellt, ein Greifer als ein vollständig nachgiebiger Mechanismus und ein Sicherheitsventil, eingebaut in einem Sockel, als ein hybrider nachgiebiger Mechanismus [5]. Nachgiebige Aufhängungen des Ventils sorgen für die Bewegung des Verschlusses, welcher bei einem Überdruck eine Öffnung schließt und somit die Strömung unterbricht. Die nachgiebigen Strukturabschnitte nachgiebiger Mechanismen können als Gelenke betrachtet werden. Derartige Gelenke verbinden einzelne Teile eines nachgiebigen Mechanismus mit einander, wobei eine Verbindung stoffschlüssig, formschlüssig oder kraftschlüssig realisiert werden kann, wie die Abb. 2 zeigt.

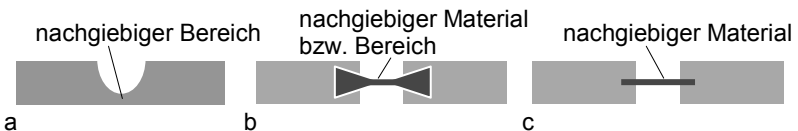


Abb. 2: Gelenke eines nachgiebigen Mechanismus als: (a) – eine stoffschlüssige, (b) – formschlüssige oder (c) – eine kraftschlüssige Verbindung z.B. durch eine Einspannung

Daraus folgen zwei unterschiedliche Arten eine differenzierte Nachgiebigkeit bzw. Gelenke zu erzielen. Einerseits kann eine erhöhte Nachgiebigkeit durch Änderung der Geometrie, z.B. durch eine geometrische Verjüngung im lokalen Bereich, erreicht werden (Abb. 3a). Andererseits lässt sich ein Gelenk durch die Einführung eines anderen Materials ins System, der eine höhere Nachgiebigkeit aufweist, gestalten (Abb. 3b).

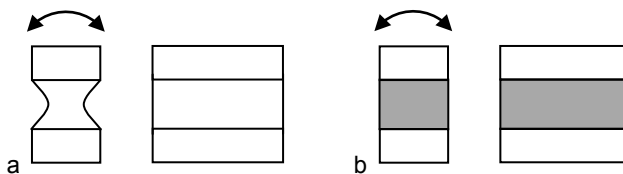


Abb. 3: Gelenke eines nachgiebigen Mechanismus, realisiert durch: (a) – geometrische Gestaltung, (b) – zusätzliche nachgiebige Materialien

In Natur kommen nachgiebige Systeme mit Gelenken beider Arten vor. Ein Beispiel für Gelenke, die nur durch geometrische Gestaltung gebildet werden, ist im mehrgelenkigen Spinnenbein zu finden. Ein Spinnenbein ist

mit einer relativ harten Schalle, die ein Exoskelett bildet, umhüllt. Sie stellt an lokalen Stellen gelenkige Ausbildungen und entsprechenden Membranen dar, wobei diese Bereiche aus einem Stoff (Cuticula) bestehen. Unter Druckerhöhung im Inneren der Schalle, entfaltet sich die Membran und das Bein wird gestreckt (Abb. 4).

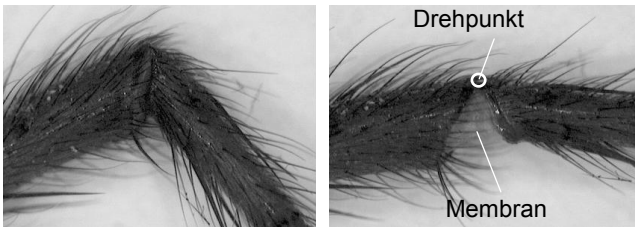


Abb. 4: Ein typisches Spinnenbeingelenk mit hydraulischem Antrieb als ein Beispiel für ein nachgiebiges System

In einer Abhängigkeit von der Geometrie derartiger Gelenke kann es sich entweder um rein hydraulisch angetriebenes Gelenk, wobei die Drehachse durch ein Peripheriepunkt verläuft und somit die Teilnahme der Muskeln an der Streckung ausgeschlossen ist (Abb. 5a), oder um ein Gelenk, bei dem die Muskeln an der Streckung teilweise oder vollständig beteiligt sind (Abb. 5b-c), handeln ([7]).

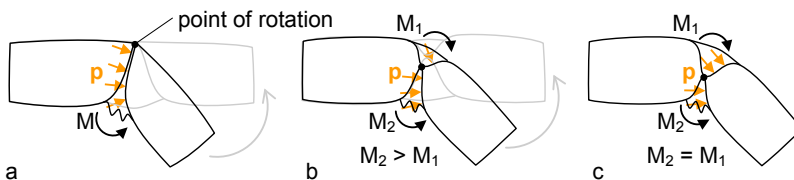


Abb. 5: Schematische Darstellung von Spinnengelenken: (a) – ein rein hydraulisches Gelenk; (b) – ein kombiniertes, hydraulisch und durch Muskeln angetriebenes, Gelenk; (c) – ein rein durch Muskeln angetriebenes Gelenk

Im Zusammenhang mit Gelenken, die mithilfe zusätzlicher nachgiebiger Materialien zu erzielen sind, können Bandscheiben der Wirbelsäule genannt werden. Zwischen den knöchernen Wirbelkörpern der Wirbelsäule befinden sich die Bandscheiben, welche aus einem äußeren stabilen

Faserknorpelring und einem gelartigen Kern bestehen (Abb. 6). Sie sind flächig mit den Grund- bzw. Deckplatten der Wirbelkörper verwachsen. Die Bandscheiben, die eine höhere Nachgiebigkeit besitzen, ermöglichen erst die Beweglichkeit der Wirbelsäule.

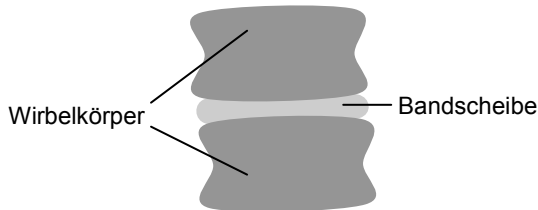


Abb. 6: Schematische Darstellung von zwei Wirbelkörpern der Wirbelsäule; Wirbelkörper sind unter einander durch eine Bandscheibe verbunden, die elastische Bandscheibe stellt ein Gelenk dar

Wenn ein Gelenk eines nachgiebigen Mechanismus zwei benachbarte Glieder bzw. Gliedsegmente stofflich miteinander verbindet und ihre relative Beweglichkeit durch Nachgiebigkeit ermöglicht, dann wird solches Gelenk nach [2] ein stoffschlüssiges Gelenk genannt. In den beiden letzten Beispielen handelt es sich um stoffschlüssige Gelenke, da eine stoffliche Verbindung zwischen den nachgiebigen Gelenkelementen und den Teilen eines Systems vorhanden ist. Die meisten nachgiebigen Mechanismen besitzen stoffschlüssige Gelenke, wodurch auch deren Vorteile hervorgehen. Im Allgemeinen lassen sich diese wie folgt zusammenfassen: weniger Reibung bzw. Schmierung, gute Voraussetzungen zur Miniaturisierung, oft leichte Fertigung durch einfachere bzw. keine Montage und geringe Wartung. Zu berücksichtigen sind meist komplizierte Pfade eines Wirkelementes, die theoretisch schwer zu beschreiben sind, sowie die Ermüdungserscheinungen des Materials bei großen Verformungen.

3. Nachgiebige Aktuatoren

Wenn ein nachgiebiges System bzw. ein nachgiebiger Mechanismus nicht nur als eine geometrische Struktur betrachtet wird, sondern die Ursachen für die Bewegungsfähigkeit berücksichtigt werden, dann kann so ein Begriff wie nachgiebiger Aktuator eingeführt werden (s. auch [6]). Ein nachgiebiger Körper oder ein nachgiebiges System, bei welchem die Umwandlung einer

Energieart in die Verformungsenergie unmittelbar an der Deformationsstelle stattfindet, wird ein nachgiebiger Aktuator genannt (Abb. 7). Handelt es sich dabei um die Energie eines fluidischen Mediums (Gas, Flüssigkeit, Gel), die eine Deformation des nachgiebigen Strukturabschnittes hervorruft, dann wird solcher Aktuator als ein fluid-mechanischer nachgiebiger Aktuator bezeichnet (Abb. 7b).

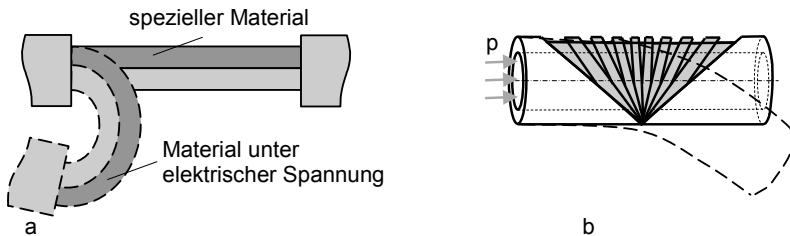


Abb. 7: Darstellung von nachgiebigen Antrieben: (a) – unter Anwendung von speziellen Materialien, die z.B. ihre Länge bzw. Volumen unter Wirkung von elektrischer Spannung vergrößern, (b) – ein fluid-mechanischer Aktuator, welcher unter Erhöhung des Innendruckes eine Biegung vollführt

4. Nachgiebigkeit

Die Nachgiebigkeit, als eine der bedeutendsten Eigenschaften nachgiebiger Mechanismen soll genauer betrachtet werden, damit diese sinnvoll und gezielt in mechanischen Systemen eingesetzt werden kann. Das Verstehen der Einflüsse, die Nachgiebigkeit verändern bzw. manipulieren können, eröffnet die Möglichkeiten diese gezielt an bestimmte Bedingungen anzupassen.

4.1. Einteilung der Nachgiebigkeit

Die Nachgiebigkeit kann bezüglich der geometrischen Ausbreitung in die konzentrierte und verteilte Nachgiebigkeit eines Körpers bzw. Systems (Mechanismus) aufgeteilt werden. Dabei handelt es sich um eine Potenz 10^1 als eine Vergleichsgröße. Wenn die maximale Abmessung eines nachgiebigen Bereiches zehn und mehr Mal kleiner als eine maximale Abmessung eines Körpers bzw. Systems (Mechanismus) ist, dann handelt

es sich um eine konzentrierte Nachgiebigkeit. Im Gegensatz dazu wird ein verformbarer Bereich mit einer Ausdehnung, die mit den maximalen Abmessungen des Systems vergleichbar ist, eine verteilte Nachgiebigkeit dem System verleihen (Abb. 8).

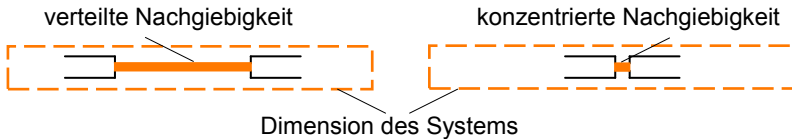


Abb. 8: Schematische Darstellung des Unterschiedes zwischen verteilter und konzentrierter Nachgiebigkeit

Diese Einteilung bzw. die angegebene Vergleichsgröße soll als ein ungefährender Wert betrachtet werden. Diese Auffassung der Nachgiebigkeit bezogen auf deren geometrische Ausbreitung hilft bei Anwendung und Wahl von Modellierungsmethoden für nachgiebige Mechanismen. Nach der aufgeführten Einteilung der Nachgiebigkeit, aber angewandt auf Gelenke, kann es nun zwischen nachgiebigen Gelenken mit verteilter und konzentrierter Nachgiebigkeit unterschieden werden. In der Abb. 9 sind zwei Beispiele nachgiebiger Mechanismen mit stoffschlüssigen Gelenken gezeigt, die eine verteilte bzw. konzentrierte Nachgiebigkeit aufweisen. Stoffschlüssige Gelenke mit verteilter Nachgiebigkeit können in einem Mechanismus auch als nachgiebige Glieder abstrahiert werden. Wenn die verteilte Nachgiebigkeit gar den ganzen Mechanismus ergreift, dann geht es um einen vollständig nachgiebigen Mechanismus (Abb. 1a).

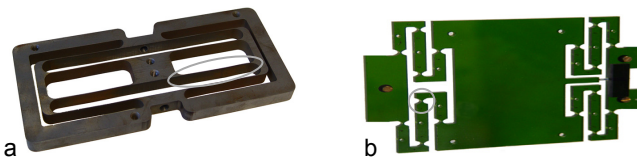


Abb. 9: Beispiele nachgiebiger Mechanismen mit stoffschlüssigen Gelenken (a) – mit verteilter Nachgiebigkeit und (b) – mit konzentrierter Nachgiebigkeit

Außerdem wird die Nachgiebigkeit nach der Fähigkeit sich zu verändern unterschieden. Die meisten Gelenke nachgiebiger Mechanismen besitzen eine konstante Nachgiebigkeit, die sich nicht verändert. Eine veränderliche

Nachgiebigkeit eines Körpersegmentes wird bei Veränderung von Struktur- oder Umgebungsbedingungen erreicht. Das Letztere kann beispielsweise durch Temperaturänderung bzw. Erwärmung einer lokalen Stelle des Materials in einem System geschehen. Dadurch werden mechanische Eigenschaften eines speziellen Materials geändert, seine Nachgiebigkeit wird lokal erhöht wodurch diese Stelle die Rolle eines Gelenkes übernimmt. Die veränderliche Nachgiebigkeit, die nach Rücknahme der Veränderungen von Struktur- oder Umgebungsbedingungen den ursprünglichen Zustand wieder gewährleistet, wird als reversible Nachgiebigkeit bezeichnet. Im Gegensatz dazu, wenn die veränderte Nachgiebigkeit in ihren ursprünglichen Zustand, nach der Wegnahme der Ursache der Veränderung, nicht zurück kehrt, handelt es sich um eine irreversible Nachgiebigkeit. Solche Systeme werden demzufolge ihre Funktion einmalig ausführen können.

4.2. Änderung der Nachgiebigkeit, Empfindlichkeit

In der Natur bleibt die Nachgiebigkeit biologischer Systeme nicht konstant. Im Gegenteil dazu, in einem theoretischen Modell ist es oft vorteilhaft und auch sinnvoll mit konstanter Nachgiebigkeit zu arbeiten. Bei mathematischen Modellen wird es zwischen linearen und nichtlinearen Modellen unterschieden. Dabei werden entweder geometrische Linearität, wobei nur kleine Verschiebungen zugelassen sind, oder materialseitige Linearität, bei der das Hook'sche Gesetz gilt, gemeint. Bei diesen beiden Voraussetzungen der Linearität wird beispielhaft ein Modell eines nachgiebigen Gelenkes als ein eingespannter Balken mit einer Länge l , einem Elastizitätsmodul E und einem Flächenträgheitsmoment I_z betrachtet. Der Balken wird durch eine Kraft F an seinem Ende belastet (Abb. 10). Die Nachgiebigkeit, die allgemein als $\partial v / \partial F$ und in diesem Fall als ein Quotient zwischen der Verschiebung v und der Kraft darzustellen ist, wird wie folgt ausgedrückt:

$$\eta = \frac{v}{F} = \frac{l^3}{EI_z}.$$

Die Nachgiebigkeit ist in genanntem Fall konstant. Wenn die Elastizität E von einem anderen Parameter, beispielsweise von der Temperatur T und zwar linear, um eine Transparenz beizubehalten, abhängt dann wird auch

die Nachgiebigkeit temperaturabhängig $\eta(T)$ sein (Abb. 10a). Der Parameter T kann nun genutzt werden, um die Nachgiebigkeit gezielt zu verändern ([8]). Was in einem derartigen System nicht zu gewährleisten wäre, ist die Änderung der Empfindlichkeit des Systems $\partial\eta/\partial T$ für eine bestimmte Verschiebung und auch für einen gewünschten Temperaturzustand, da dieser im Zusammenhang mit Abhängigkeit $E(T)$ bereits vorgegeben ist. Die Abb. 10b zeigt eine Abhängigkeit $\eta(T)$, wobei die Empfindlichkeit des Systems durch den Winkel α_1 charakterisiert wird. Wird noch ein Parameter, z.B. die elektrische Spannung U betrachtet, die ebenfalls die Elastizität des Materials verändern soll $E(T,U)$, dann wird es möglich sein die Empfindlichkeit des Systems $\partial\eta/\partial T$, bezogen auf den Parameter T , für einen bestimmten Zustand, beschrieben durch T und v , zu verändern.

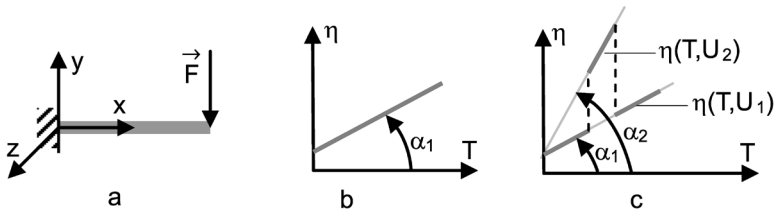


Abb. 10: (a) – Beispiel eines eingespannten Balkens, (b) – die Nachgiebigkeit $\eta(T)$ mit unveränderlicher Empfindlichkeit für einen beliebigen Punkt T , (c) – die Nachgiebigkeit hängt von zwei Parametern ab $\eta(T,U)$, wodurch eine Veränderung der Empfindlichkeit möglich ist, charakterisiert durch α_1 und α_2

Der Fall, in dem die Nachgiebigkeit von zwei Parametern abhängt, wodurch auch die Veränderung der Empfindlichkeit möglich ist, präsentiert die Abb. 10c. Wegen Einfachheit, wurde ein linearer Zusammenhang zwischen der Nachgiebigkeit und den beiden Parametern angenommen. Die Änderung der Empfindlichkeit wird erst möglich, wenn eine Abhängigkeit von zwei und mehr Parametern vorhanden ist. Eine gezielte Einstellung der Empfindlichkeit ist insbesondere in der Messtechnik wichtig.

5. Zusammenfassung

In diesem Beitrag sind Definitionen und Klassifizierungen bezogen auf Nachgiebigkeit gegeben. Diese sollen helfen nachgiebige Mechanismen und

Aktuatoren strukturiert zu betrachten, um eine modellbasierte Analyse sowie Entwicklung derartiger Systeme zu erleichtern. Bei einer Modellbildung sollen Eigenschaften eines Systems, die seine Funktionsfähigkeit teilweise oder vollständig beeinflussen, berücksichtigt werden. Anhand gegebener Klassifizierungen wird es möglich sein, eine Auswahl der funktionswichtigen und demzufolge modellrelevanten Eigenschaften eines Systems zu erleichtern. Auch eine Entwicklung von neuen Systemen könnte anhand einer strukturierten Betrachtung möglicher Eigenschaften, welche die Funktionsfähigkeit eines nachgiebigen Systems ausmachen, vereinfacht werden.

Mit ehrendem Dank an Herrn Prof. Bögelsack

Literatur

- [1] Zinn, M. Khatib, O., Roth, B., Salisbury, J. K.: A new actuation approach for human friendly robot design, The International Journal of Robotics Research, Vol. 23, No.4-5, ISSN 0278-3649, 2004
- [2] IFToMM dictionaries online: <http://www.iftomm.3me.tudelft.nl/>
- [3] Christen, G., Pfefferkorn, H.: Mehr Beweglichkeit, MM – Das Industrie-Magazin · 37/2002
- [4] Jentzsch, A.: Ein Beitrag zur Entwicklung von nachgiebigen Greiferstrukturen auf Ferroelastomerbasis, TU Ilmenau, Bachelor-Arbeit, 68 S, 2010
- [5] Griebel, S.; Linß, S.; Risto, U.; Uhlig, R.; Zentner, L.: Neue Anwendungen durch elastische Eigenschaften, Erfinder-Visionen. - Schmalkalden : ERiNET. S. 15-16, 2008
- [6] Bögelsack, G.: On Fluidmechanical Compliant Actuators, 19th Working Meeting of IFToMM, Kaunas-Technologija, 2000
- [7] Zentner, L.: Untersuchung und Entwicklung nachgiebiger Strukturen basierend auf innendruckbelasteten Röhren mit stoffschlüssigen Gelenken, Ilmenau ISLE Verlag, ISBN 3-932633-77-6, 2003
- [8] Zentner L, Böhm V: On the Mechanical Compliance of Technical Systems, Intech: Mech. Engineering, ISBN: 978-953-51-0505-3, 2012

MODEL-BASED DESIGN OF FLEXURE HINGES FOR RECTILINEAR GUIDING WITH COMPLIANT MECHANISMS IN PRECISION SYSTEMS

Sebastian Linß, Andrija Milojević***

* Ilmenau University of Technology, Department of Mechanism Technology

** University of Niš, Department of Mechatronics and Control

Abstract

Flexure hinges are often used in precision systems because in addition to other advantages they allow the simple adjustment of a required deformation and motion behavior of monolithic compliant mechanisms by geometrical design. In this contribution, the potential of improving the motion precision as well as the motion range by specific design of the flexure hinge dimensions and in particular of their notch contour is described using the example of two four-bar compliant rectilinear guiding mechanisms. To verify the detailed investigation of the notch contour as a recent approach of the compliant mechanism synthesis, the model-based FEM results are compared to the guiding error of the rigid body counterparts.

Kurzfassung

Festkörpergelenke werden vielfach in Präzisionssystemen eingesetzt, weil sie die einfache Einstellung eines gewünschten Verformungs- und Bewegungsverhaltens von monolithischen nachgiebigen Mechanismen durch geometrische Gestaltung ermöglichen. Im Hinblick auf einen vergrößerten Bewegungsbereich und eine erhöhte Bewegungspräzision wird in diesem Beitrag das Potenzial der Gestaltung der Abmessungen und insbesondere der Aussparungskontur der Festkörpergelenke beispielhaft an zwei nachgiebigen Geradföhrungsmechanismen beschrieben. Um den neuen Syntheseansatz der modellbasiert ermittelten FEM-Ergebnisse zu verifizieren, werden die Föhrungsfehler mit denen der Starrkörpermechanismen verglichen.

1. Introduction

For guiding and transfer tasks, where a high precise motion is needed, often compliant mechanisms are used. Their mobility is made possible by the elastic deformation of material coherent joints ([1], [2], [3]). Because of their advantages, compliant mechanisms have been established as monolithic linkage mechanisms in many technical fields of application. In these solid-state mechanisms, the flexibility is achieved only by flexure hinges which fulfill the function of conventional revolute joints but limited to small angular deflections of a few degrees. The research aims to influence the motion and deformation behavior of compliant parts in precision systems by geometric design, choice of material or a combination of both (e.g. [4], [5] [6]).

Due to modern manufacturing technologies and new materials compliant mechanisms with concentrated distribution of compliance are state of the art in precision systems, like many applications in microsystems technology, precision engineering or metrology show. Therefor usually prismatic flexure hinges with cut-outs are used. Because in most cases basic notch contours such as circular or corner-filletted contours are used, these flexure hinges have a limited motion range and accuracy. The demand of a larger angular deflection and a low shift of the rotational axis therefore result in very complex flexures (e.g. [7], [8]) or in an increased number of joints in the entire system (e.g. [9], [10]). With few exceptions, the notch contour optimization of flexure hinges with regard to both of the mentioned criteria is not subject of research [11].

Many influences related to the geometric design of flexure hinges are not yet adequately investigated. This includes in particular the effect of the shift of rotational axis of single flexure hinges on the motion behavior of the entire compliant mechanism. For four-bar and multi-chain compliant mechanisms in the literature, the advantages of using long beam joints compared to film or notch joints in terms of the achievable range of motion are described [12]. Furthermore, there exist studies of different compliant guiding mechanisms based on flexure hinges with varied hinge dimensions ([13], [14]) as well as comparative investigations how notch hinges with different standard contours influence the motion behavior [2]. However, for precision engineering applications, the rectilinear guiding accuracy is particularly defined by the notch contour of the flexure hinges too [6]. Therefore, the notch contour must be considered regarding the synthesis of the compliant mechanism.

2. Material and method

Because the resulting stroke – which is limited i.a. by allowable stress –, the stiffness and especially the precision of motion of compliant mechanisms are defined by several different geometric parameters, the aim of this work is to investigate the design of the flexure hinge contour and dimensions as well as the compliant mechanism itself. Regarding the three mentioned characteristics, the model-based investigation is exemplified for two types of compliant rectilinear guiding mechanisms: the four-bar linkage after ROBERTS and EVANS with a symmetric respective asymmetric coupler point curve.

In contrast to the synthesis of rigid body mechanisms for the compliant mechanisms synthesis the stress and deformation behavior as well as the motion behavior must be considered as multi-objective design criteria. Starting from the rigid body mechanism, this leads to a complex and iterative model-based design process for compliant mechanisms with concentrated compliance. The investigations in this contribution are based on the following approach:

- synthesis of structure and dimensions of the rigid body mechanism,
- modeling of the compliant mechanism,
- modeling of the flexure hinges,
- parameter identification,
- investigation of the compliant mechanism related to the variation of the geometric parameters with the help of finite elements method,
- verification of results and if necessary iterative improvement.

This enhanced synthesis method differs from previous approaches (e.g. [14], [15]) in considering especially the influence of the notch contour as a function of the hinge dimensions on the motion precision of compliant rectilinear guiding mechanisms. Therefore, optimized notch contours, which are determined as a result of recent studies [16], are investigated in addition to standard hinge geometries like circular or elliptical contours.

The aim of the geometrical design of the compliant rectilinear guiding mechanisms and their flexure hinges presented here is to investigate the translational guiding accuracy (respective the normal guiding error) of a coupler point for a given maximum input deflection of 10 mm in horizontal direction. Furthermore, the occurring maximum stresses and the stiffness are evaluat-

ed. Subject of the model-based investigations are compliant mechanisms with the following characteristics: a planar motion, a prismatic body with rectangular cross section and a symmetric notch contour of the flexure hinges. The material which is used for the FEM analysis is the aluminum alloy EN AW 7075 with linear elastic material behavior and the following properties: $E = 72 \text{ GPa}$, $\mu = 0.33$ und $\rho = 2.8 \text{ gcm}^{-3}$. To verify the FEM results, the guiding accuracy of the compliant mechanism is compared to the error of the rigid body mechanism.

2.1. Modeling and investigation of the rigid body mechanism

The EVANS and ROBERTS four-bar linkages realize the guiding of a coupler point on an approximate rectilinear path. Respecting suitable geometry conditions for the dimensions as well as the joint coordinates, these rectilinear guiding mechanisms allow a guiding accuracy of a coupler point in the micrometer range according to the kinematic structure of the crank-and-rocker mechanism and the symmetric double-crank mechanism. The regarded coupler point C is located at the end of the coupler (EVANS mechanism) and in the corner of the coupler as a ternary link (ROBERTS mechanism), as shown in Fig. 1. The optimal values of link lengths for which the mechanisms realize the best guiding accuracy are determined after [17].

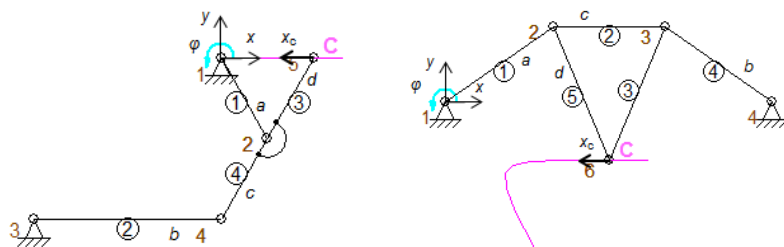


Fig. 1: Rigid body model and motion analysis of the two investigated mechanism types with sections of the coupler point curves: four-bar linkage after EVANS (l.) and after ROBERTS (r.)

To find the initial position of the mechanism, i.e. to determine the position of the input crank that leads to a minimal vertical error y_c during the horizontal guiding between realized and exact rectilinear path, the motion behavior of both mechanisms is investigated with the software SAM. The chosen link lengths, the initial positions and the resulting errors are shown in Table 1.

Tab. 1: Geometrical parameters of the investigated rigid body mechanisms and resulting guiding accuracy for a given displacement

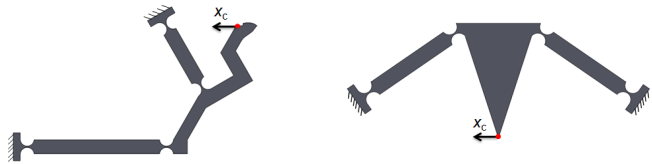
four-bar linkage after	a [mm]	b [mm]	c [mm]	d [mm]	φ [°]	input x_c [mm]	output y_c [μ m]
EVANS	50.0	100.0	50.0	50.0	300	-10	-55.7
ROBERTS	66.6	66.6	56.6	73.6	35	-10	-25.2

2.2. Modeling the compliant mechanism

Based on the determined rigid body mechanism the compliant mechanism is built up as a monolithic solid body in the CAD model. Thus, the center points of the flexure hinges are equal to the coordinates of the four revolute joints of the rigid body mechanism.

But since the geometrical design of the links of a compliant mechanism has an influence on the motion behavior too, two opposite coupler shapes are investigated for both compliant mechanism types, cf. Fig. 2.

Design 1:



Design 2:

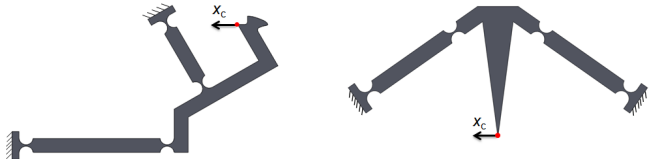


Fig. 2: Solid state model of the two investigated compliant guiding mechanisms with two different shape versions for the coupler (exemplarily shown with circular flexure hinges): four-bar linkage after EVANS (l.) and after ROBERTS (r.)

2.3. Modeling the flexure hinges

For the flexure hinges, prismatic and symmetric notch contours are used. Geometrical parameters of the hinge dimensions are the hinge length l , the hinge height H , the hinge width B and the minimal notch height h .

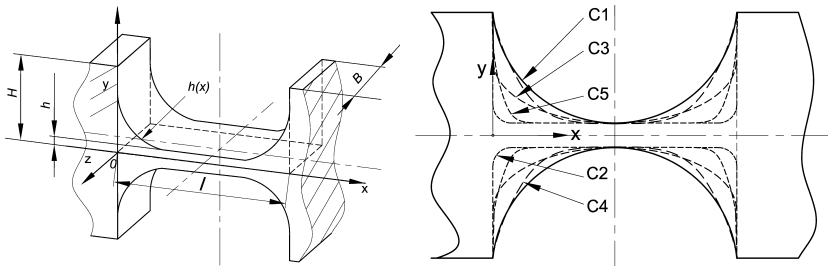


Fig. 3: Basic hinge dimensions (l.) and the five investigated notch contours of the flexure hinges (r.) with C1 – circular ($2R = H$), C2 – corner filleted with stress-optimal radius ($r = 0.1l$) after [6], C3 – elliptical ($r_a = 2r_b = H$), C4 – bi-quadratic polynomial and C5 – 16th-order polynomial contour after [16]

For the design of experiments, the variable hinge height $h(x)$ of all four flexure hinges of the compliant mechanisms (cf. Fig. 2) is described with one of the five notch contours, shown in Fig. 3.

2.4. Design parameters and FEM analysis

For the structural three-dimensional FEM analysis ANSYS WORKBENCH is used and large deflection (nonlinear geometry) is considered. As boundary condition fixed supports are applied at both stationary revolute joints. As input a horizontal displacement $x_c = 10$ mm is introduced at the coupler point C divided into three load steps while the vertical displacement is set to be free. The output results from the FEM simulations are guiding accuracy, maximum equivalent stress and stiffness due to the force which is required for the applied displacement.

The hinge height and the hinge width are chosen to be constant as $H = 10$ mm and $B = 6$ mm for all investigations. Three important geometrical attributes of the compliant mechanism respective the flexure hinges are investigated, resulting in a total number of 90 different compliant mechanisms for each of the both mechanism types:

- the coupler shape (two designs, see Fig. 2),
- the notch contour of the flexure hinge (five contours see Fig. 3) and
- the hinge dimensions l and h (nine different combinations with $l = 5, 10, 20$ mm and $h = 0.3, 0.5, 1$ mm).

3. Results

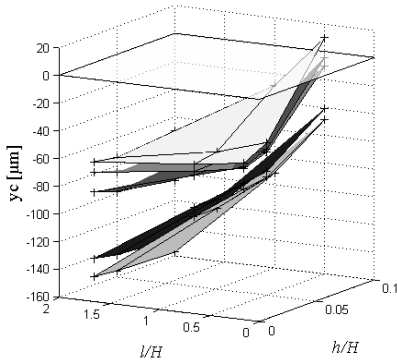
The FEM results for the guiding accuracy y_c , maximum equivalent stress σ and stiffness c are shown for the four-bar linkage after EVANS (cf. Fig. 4) and ROBERTS (cf. Fig. 5) as a function of the three geometrical attributes l , h and the notch contour for both design versions of the coupler shape.

4. Discussion

To realize a precise rectilinear guiding no specific notch contour is optimal in general because the motion behavior of compliant mechanisms depends on several geometrical parameters to the same degree. The following and to some extend novel results can be concluded regarding the guiding error:

- the coupler shape, the hinge dimensions and in particular the notch contour of the flexure hinges have a strong influence on the guiding accuracy,
- comparing all determined guiding errors with the values for both rigid body mechanisms (cf. Table 1) it is possible to realize a lower but in many cases even a higher accuracy with compliant mechanisms,
- longer hinges cause higher errors while the effect of varying the minimal notch height depends on the mechanism type,
- the influence of the notch contour increases with an increasing hinge length,
- circular contours are suitable for thin hinges as they realize the best accuracy while corner-filletted contours lead to the highest errors, but as the results for the ROBERTS mechanism show, this correlation not exists for thick hinges in general.

Design 1:



Design 2:

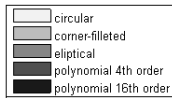
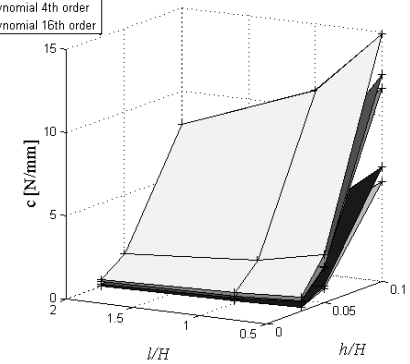
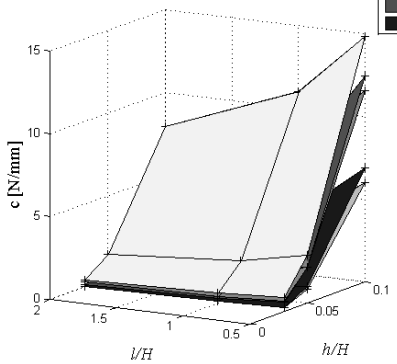
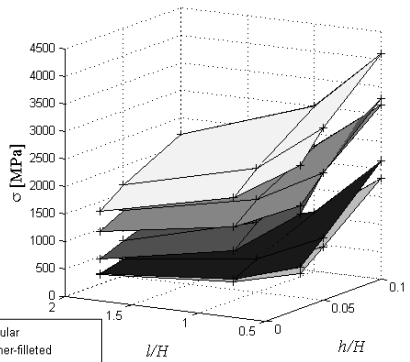
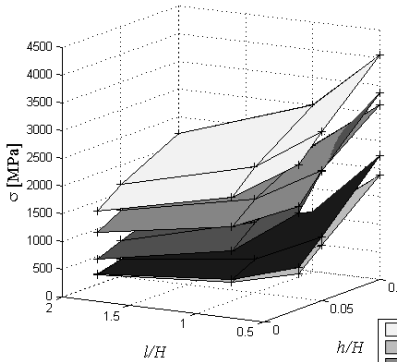
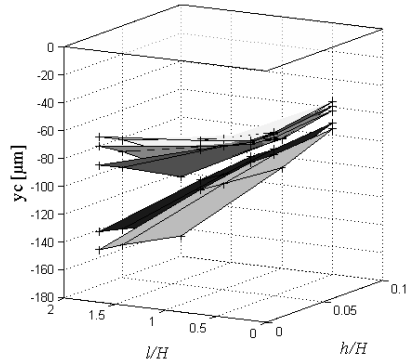
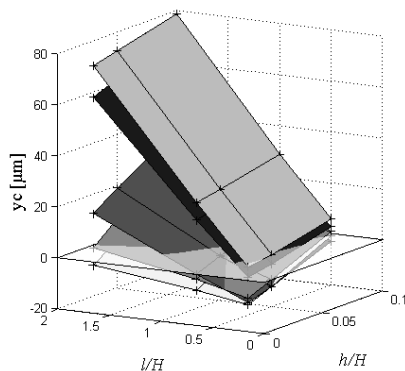


Fig. 4: FEM results for the two design versions of the four-bar linkage after EVANS due to an input displacement $x_c = 10$ mm: guiding accuracy (top), maximum stress (center) and stiffness (bottom)

Design 1:



Design 2:

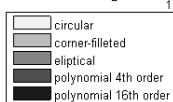
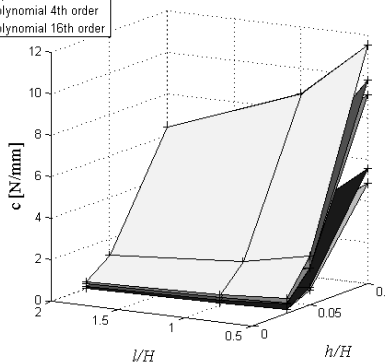
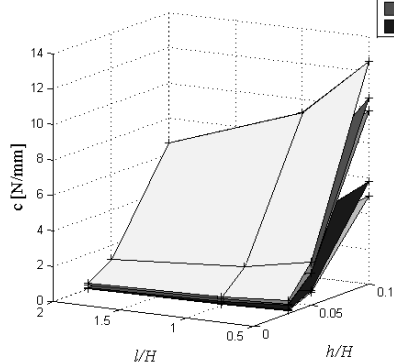
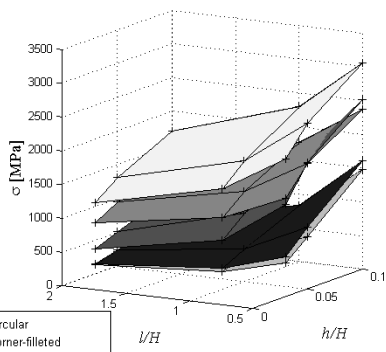
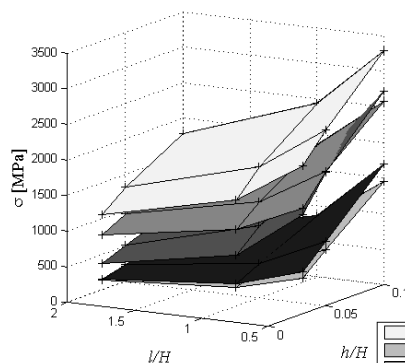
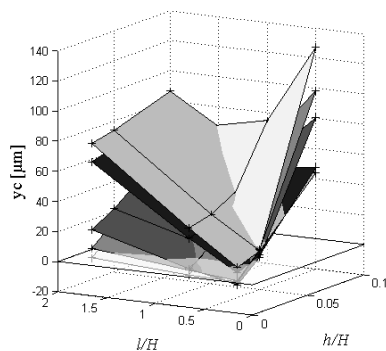


Fig. 5: FEM results for the two design versions of the four-bar linkage after ROBERTS due to an input displacement $x_c = 10$ mm: guiding accuracy (top), maximum stress (center) and stiffness (bottom)

Regarding the maximum equivalent stress, which limits the possible stroke, the results for both mechanism types show, that the design of the coupler shape has an insignificant influence on the stress behavior. But depending on the geometrical parameters of the flexure hinge, the following qualitative correlations can be observed:

- the stress values decrease with a larger ratio l/h and they increase with a larger ratio of h/H ,
- the influence of the contour variation can be as large as the effect of changing the minimal notch height h and even larger as the effect of changing the hinge length l ,
- circular contours cause very high stresses while corner-filleted and 16th-order polynomial contours allow low stress values and thus this stress-optimized contours are suitable regarding the motion range.

The deformation behavior of both mechanism types is also independent from the coupler shape design. But variations of the flexure hinge parameters influence the stiffness of the mechanism as follows:

- shorter and thicker hinges lead to increased stiffness values, while the influence of length variation is negligible for very thin hinges,
- the influence of the contour variation can be as large as the effect of changing both hinge dimensions,
- corner-filleted and 16th-order polynomial contours lead to low stiffness values while circular contours cause a high stiffness.

5. Conclusion

In this contribution, the potential of improving the guiding accuracy and the motion range of compliant mechanisms by geometrical design of the flexure hinge dimensions and in particular of their notch contour is described.

Regarding the detailed investigation of the notch contour as a newly considered part of the compliant mechanism synthesis the results confirm that it is possible to suggest suitable contours for the whole mechanism by analyzing the stress and deformation behavior of only one single flexure hinge. Because of the multi-criterial dependencies this approach is not possible for the motion behavior in general. Pivot optimal notch contours like circular flexure hinges realize nearly in most cases a very precise guiding. But as the inves-

tigations show, stress-optimal corner filleted contours allow on the one hand a large stroke and low stiffness in general and – depending on the hinge dimensions – a high guiding accuracy in some cases too.

To satisfy a large stroke and a high accuracy at once also optimized notch contours based on predefined and freeform geometries, e.g. the investigated polynomial contours, can have high potential. But since the linkage or coupler shape has influence on the motion behavior of the mechanism too, further investigations of these dependencies as well as the systematical research of the center shift of the flexure hinge itself are remaining challenges regarding the compliant mechanism synthesis.

References

- [1] Howell, L. L.; Midha, A.: A Method for the Design of Compliant Mechanisms with Small-Length Flexural Pivots. In *Journal of mechanical design*, 1994, 116; S. 280–290.
- [2] Christen, G.; Pfefferkorn, H.: *Nachgiebige Mechanismen. Aufbau, Gestaltung, Dimensionierung und experimentelle Untersuchung*: VDI-Berichte Nr. 1423 1998; S. 309–329.
- [3] Lobontiu, N.: *Compliant mechanisms design of flexure hinges*. CRC Press, Boca Raton, Fla., 2003.
- [4] Modler, K.-H.; Modler, N.: *Aktive textilverstärkte Nachgiebigkeitsmechanismen (A-TNM)*: 8. Kolloquium Getriebetechnik 2009, 2009; S. 197–208.
- [5] Zentner, L.; Böhm, V.; Minchenya, V.: On the new reversal effect in monolithic compliant bending mechanisms with fluid driven actuators. In *Mechanism and Machine Theory*, 2009, 44; S. 1009–1019.
- [6] Linß, S.; Zentner, L.: *Gestaltung von Festkörpergelenken für den gezielten Einsatz in ebenen nachgiebigen Mechanismen*: 9. Kolloquium Getriebetechnik 2011, 2011; S. 291–311.
- [7] Henein, S. et al.: *Flexure pivot for aerospace mechanisms*: Proceedings of the 10th European Space Mechanisms and Tribology Symposium, 2003.
- [8] Martin, J.; Robert, M.: *Novel Flexible Pivot with Large Angular Range and Small Center Shift to be Integrated into a Bio-Inspired Robotic Hand*. In *Journal of intelligent material systems and structures*, 2011, 22; S. 1431–1438.
- [9] Ivanov, I.; Corves, B.: *Flexure hinge-based parallel manipulators enabling high-precision micro manipulations*: Proceedings of the 1st Workshop on Microactuators and Micromechanisms MAMM, 2010.

- [10] Cosandier, F.; Chatagny, V.; Clavel, R.: Optimizing the Design of the 13-Hinge Rectilinear Stage for High Straightness Translation: Proceedings of the 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, 2011; S. 8.
- [11] Linß, S. et al.: The influence of asymmetric flexure hinges on the axis of rotation: Proceedings of the 56th International Scientific Colloquium, 2011.
- [12] Pavlovic, N. T.; Pavlovic, N. D.: Mobility of the compliant joints and compliant mechanisms. In Theoretical Applied Mechanics, 2005, 32; S. 341–357.
- [13] Pavlovic, N. T.; Pavlovic, N. D.: A design of evans compliant four-bar linkage for rectilinear guiding: Proceedings of the 3rd International Conference "Research and Development in Mechanical Industry" RaDMI 2003, 2003; S. 425–432.
- [14] Pavlovic, N. T.; Pavlovic, N. D.: Compliant mechanism design for realizing of axial link translation. In Mechanism and Machine Theory, 2009, 2009; S. 1082.
- [15] Modler, N. et al.: Auslegung und Gestaltung von Nachgiebigkeitsmechanismen: Bewegungstechnik 2010. Koppelgetriebe, Kurvengetriebe und geregelte Antriebe. VDI, Düsseldorf, 2010; S. 177–190.
- [16] Linß, S.; Erbe, T.; Zentner, L.: On polynomial flexure hinges for increased deflection and an approach for simplified manufacturing: Proceedings of the 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, 2011.
- [17] Wazan, O.: Rechnergestützte Untersuchung und Auswahl von Koppelmechanismen für Geradföhrungen. Dissertation, TU Ilmenau, 2005.

MODELLING OF A COMPLIANT SCOTT-RUSSEL MECHANISM WITH SMALL LENGTH FLEXURAL PIVOTS

Nenad T. PAVLOVIĆ, Nenad D. PAVLOVIĆ**

* University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering, Serbia

Abstract

This paper takes into consideration the Scott-Russel mechanism (the isosceles slider–crank mechanism) and its compliant counterpart mechanism, being developed on the basis of the rigid-body mechanism. Various types of this compliant Scott-Russel mechanism with small length flexural pivots and various geometry parameters of these joints, as well as various rigidity ratios of the relative rigid and relative elastic sections of the mechanism, are researched. The aim of the paper is to suggest optimal parameters, as well as the motion range of this compliant mechanism, in order to obtain the minimal deviation (the minimal difference between the realized path of the "coupler" point and the exact straight line). Finally, the mobility of the developed compliant mechanism, that is, the limit positions of the links determined by the maximal bending stress value, is examined.

Keywords: Scott-Russel mechanism, compliant mechanisms, small length flexural pivots, guiding accuracy, mobility

1. Introduction

Compliant mechanisms gain some or all of their mobility from the relative flexibility of their joints rather than from rigid-body joints only [1]. These mechanisms may be made, for example, from modern-day plastics by an injection moulding process that gives them the desired resiliency and strength. Compliant mechanisms can provide many benefits in the solution

of design problems. They are desirable because they have less wear, weight, noise and backlash than their rigid-body counterparts. By reducing the number of required interconnections, the reliability of a design can be improved. The field of compliant mechanisms is expected to continue to grow as materials with superior properties are developed.

Although there are many advantages, the inclusion of compliance provides several challenges in mechanism analysis and design. Nonlinearities introduced by the large deflection of members further complicate the analysis of compliant mechanisms.

There are many papers dealing with the general compliant mechanisms, as well as considering the structure of the compliant slider-crank mechanisms.

The papers [2], [3], [4] deal with rectilinear guiding of a coupler point of the compliant four-bar linkages. The paper [5] introduces some new designs of compliant mechanisms being able to realize translating planar displacement of the link.

The paper [6] introduces a pseudo-rigid-body constant-force slider mechanism, as well as a compliant slider mechanism with three flexural pivots. The paper [7] introduces a general pseudo-rigid-body slider mechanism, as well as a compliant slider mechanism with flexible input crank and coupler. The paper [8] introduces a method of vibration control of a slider-crank mechanism with the flexible connecting-rod. The paper [9] introduces a design of compliant slider-crank mechanism with compliant joints designed as circular arc small length flexural pivots. The paper [10] introduces a new type of partially compliant spatial four-bar mechanism.

The paper [11] introduces a method for determining the limit positions of compliant mechanisms for which an appropriate pseudo-rigid-body model may be created. The paper [12] deals with the mobility of some compliant four-bar linkages.

This paper deals with the modelling, guiding accuracy and mobility of the compliant slider-crank mechanism with rectilinear small length flexural pivots, being developed on the basis of the rigid-body Scott-Russel mechanism (the isosceles slider-crank mechanism).

The aim of the paper is to suggest the optimal parameters, as well as the motion range of the Scott-Russel compliant mechanism, in order to obtain the minimal deviation, that is, the minimal difference between the realized path of the "coupler" point and the exact straight line.

2. Design of a compliant scott-russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots

Fig. 4 shows a rigid-body Scott-Russel mechanism (the isosceles slider-crank mechanism: $a = \overline{A_0A} = \overline{AB} = \overline{AC}$). The coupler point C is guided along an exact rectilinear vertical path.

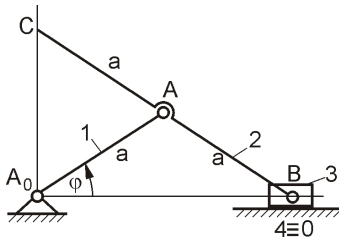


Fig. 4: A rigid-body Scott-Russel mechanism

On the basis of the rigid-body Scott-Russel mechanism, a compliant Scott-Russel mechanism with compliant joints designed as circular arc small length flexural pivots has already been developed [9]. Positions of the revolute joints of the rigid-body counterpart mechanism do not correspond to the positions of the compliant joints, that is, they are located out of the area of the compliant joints (Fig. 3a). It implies that the guiding accuracy (minimal difference between the realized path of the "coupler" point C and the exact straight line) of this compliant mechanism is not satisfying, therefore, there has been a need for designing a compliant Scott-Russel mechanism with different design of flexural pivots being able to produce better guiding accuracy.

Fig. 5 shows a rectilinear small length flexural pivot as a characteristic type of the compliant joint. This compliant joint is fully determined by three parameters: the width of relatively rigid segments w_R , the width of relatively elastic segments w_E and the "length" of the elastic segments l .

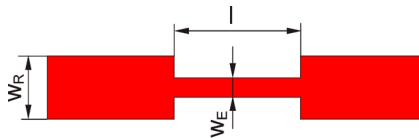


Fig. 5: A rectilinear small length flexural pivot

On the basis of the rigid-body Scott-Russel mechanism, a compliant Scott-Russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots was developed (Fig. 6a). The input force F acts in the middle of the "input crank". The deformed and undeformed position of the compliant slider-crank mechanism with rectilinear small length flexural pivots are shown in Fig. 6b).

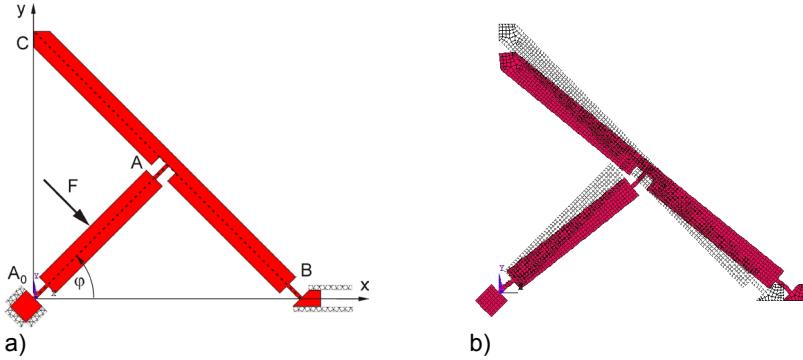


Fig. 6: The compliant Scott-Russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots

The characteristic key points of the compliant joint (rectilinear small length flexural pivot) A_0 (Fig. 7) can be calculated by using the set of equations:

$$\begin{aligned}
 \vec{r}_1 &= \frac{W_E}{2} \cdot e^{i\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right)} & \vec{r}_2 &= \frac{W_E}{2} \cdot e^{i\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right)} \\
 \vec{r}_3 &= \frac{W_R}{2} \cdot e^{i\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right)} & \vec{r}_4 &= \frac{W_R}{2} \cdot e^{i\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right)} \\
 \vec{r}_5 &= l \cdot e^{i\varphi} + \frac{W_E}{2} \cdot e^{i\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right)} & \vec{r}_6 &= l \cdot e^{i\varphi} + \frac{W_E}{2} \cdot e^{i\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right)} \\
 \vec{r}_7 &= l \cdot e^{i\varphi} + \frac{W_R}{2} \cdot e^{i\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right)} & \vec{r}_8 &= l \cdot e^{i\varphi} + \frac{W_R}{2} \cdot e^{i\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right)}
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

where:

r_i – radius vector defining the position of the characteristic key point in the Cartesian coordinate system,

l – "length" of the compliant joint (rectilinear small length flexural pivot).

In a similar way the characteristic key points of the other compliant joints can be determined.

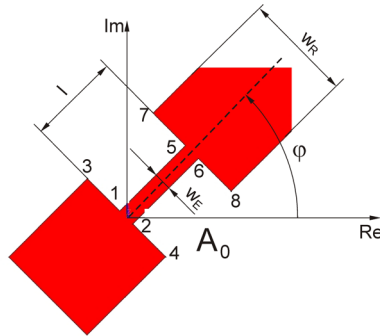


Fig. 7: Characteristic key points of a compliant joint (rectilinear small length flexural pivot)

3. Guiding accuracy of compliant Scott-Russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots

We analyzed a compliant Scott-Russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots and determined its optimal dimensions in order to obtain the best guiding accuracy (minimal deviation between exact rectilinear and realized path) of the "coupler" point C on the path segment of $\Delta y_C = 5$ mm.

The position analysis of the mechanism was performed using the ANSYS Software for material piacryl (modulus of elasticity $E = 3700 \text{ N/mm}^2$, bending strength $\sigma_{bs} = 90 \text{ N/mm}^2$) and material thickness of $\delta = 4$ mm. The calculation was performed for the elements with a rectangular cross-sectional area using Two-dimensional-eight-node Structural Solid as a characteristic ANSYS element type.

Firstly, we analyzed the influence of the rigidity ratio w_R/w_E , that is, the ratio between the width of relatively rigid segments w_R and the width of relatively elastic segments w_E , on the guiding accuracy. The results are shown in Fig. 8a. The best guiding accuracy (minimal deviation $\Delta x_{\max} = 0.0027$ mm) was provided by the compliant Scott-Russel mechanism with the rigidity ratio $w_R/w_E = 6$ ($w_R = 6$ mm, $w_E = 1$ mm).

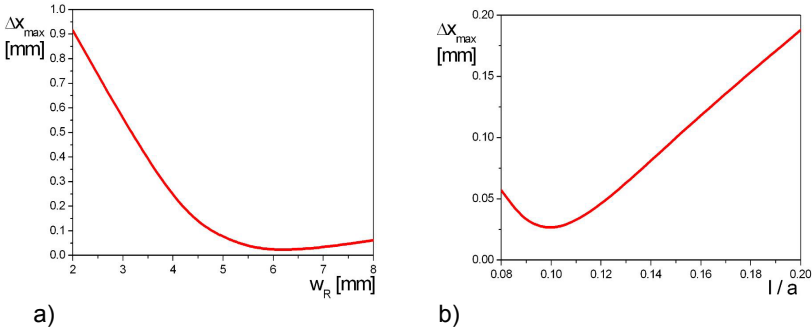


Fig. 8: Maximal horizontal deviation (Δx_{\max}) of the "coupler" point C of the compliant Scott-Russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots ($a = 50$ mm, $\varphi = 45^\circ$, $w_E = 1$ mm)

a) $l/a = 0.10$,

b) $w_R = 6$ mm

Further, we analyzed the influence of the "length" of the rectilinear small length flexural pivot (l) on the guiding accuracy. The results are shown in Fig. 8b. The best guiding accuracy (minimal deviation $\Delta x_{\max} = 0.0027$ mm) was provided by the compliant Scott-Russel mechanism with the "length" of the flexural pivot defined by ratio $l/a = 0.10$.

Finally, we analyzed the influence of the value of the angle of the "input crank" (φ), defining the initial (undeformed) position of the mechanism, on the guiding accuracy. The results are shown in Fig. 9.

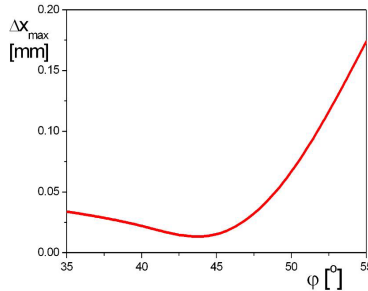


Fig. 9: Maximal horizontal deviation (Δx_{\max}) of the "coupler" point C of the compliant Scott-Russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots ($a = 50$ mm, $l/a = 0.10$, $w_R = 6$ mm, $w_E = 1$ mm)

The best guiding accuracy (minimal deviation $\Delta x_{\max} = 0.0027$ mm) was provided by the compliant Scott-Russel mechanism with the angle of the "input crank" $\varphi = 45^\circ$ defining the initial position of the mechanism.

4. Mobility of a compliant Scott-Russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots

The compliant mechanisms are moveable due to the flexibility of their elastic segments. However, their mobility is limited. We researched the mobility of a compliant Scott-Russel mechanism using the ANSYS Software. The links were assumed to be made of piacryl with the link lengths and parameters providing the best guiding accuracy ($a = 50$ mm, $\varphi = 45^\circ$, $l/a = 0.10$, $w_R = 6$ mm, $w_E = 1$ mm). The maximal permissible bending stress $\sigma_{\max} < \sigma_{bs}$ determines the constraint positions of the links, that is, the limits of their displacement (mobility) and the maximal permissible acting force.

However, the acting point of the input force does not have to be located on the "input crank" of the compliant mechanism. Therefore, the mobilities and guiding accuracies were compared for three different cases of location of input force acting points: in the middle of the "input crank" (a), on the slider (b), in the middle of the coupler without the extension part (c). The results are shown in Fig. 10a. The best guiding accuracy and the great mobility were provided by the input force acting point located in the middle of the "input crank" (graph a). In this case, the maximal realizable displacement of the "coupler" point C was $\Delta y_{\max} = 8.75$ mm with the maximal guiding inaccuracy of $\Delta x_{\max} = 0.022$ mm. The maximal acting force causing the appearance of the maximal permissible bending stress was $F_{\max} = 8.867$ N.

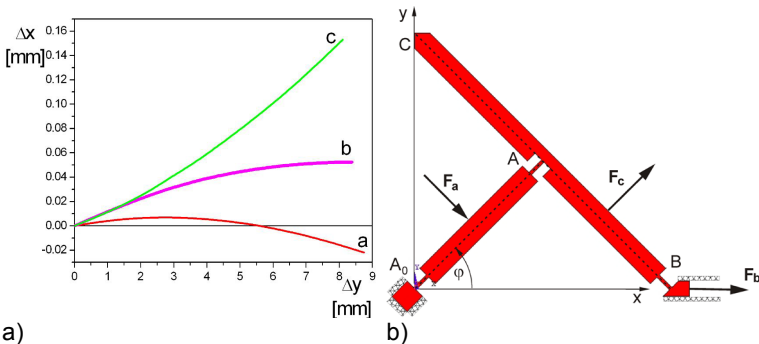


Fig. 10: Mobility and guiding accuracy of the compliant Scott-Russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots ($a = 50$ mm, $l/a = 0.10$, $w_R = 6$ mm, $w_E = 1$ mm) for three different cases of location of input force acting points

In comparison with the compliant Scott-Russel mechanism with circular arc small length pivots [9], the compliant Scott-Russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots can produce better guiding accuracy with smaller mobility.

The compliance of the joints and the mobility of the compliant mechanism can also be increased by alteration of the material type of the joints. If the compliant joints are made of silicone (modulus of elasticity $E_2 = 1.3 \text{ N/mm}^2$, bending strength $\sigma_{bs} = 7.9 \text{ N/mm}^2$), while the links of the mechanism are made of some other material with greater rigidity (modulus of elasticity E_1 in the Fig. 11a), maximal permissible bending stresses will be considerably decreased and at the same time the mobility of the entire compliant mechanism will be considerably increased.

The mobility and guiding accuracy graph of the compliant Scott-Russel mechanism with silicone small length flexural pivots is denoted with d in Fig. 11b. In comparison with graph a (the mobility and guiding accuracy graph of the monolithic compliant Scott-Russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots), it can be noticed that the mobility is considerably greater, but the guiding accuracy is considerably smaller.

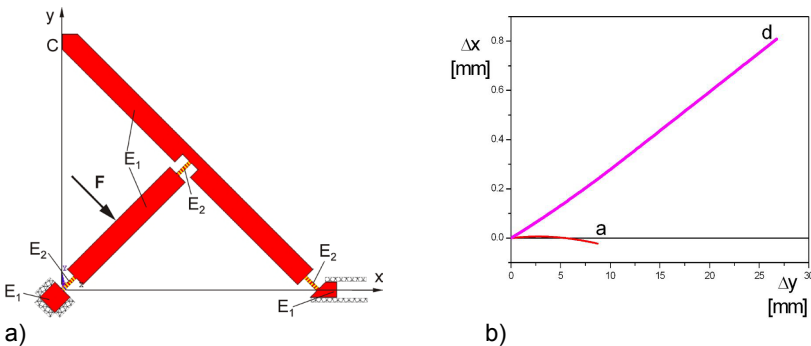


Fig. 11: Mobility and guiding accuracy of the compliant Scott-Russel mechanism with silicone small length flexural pivots ($a = 50 \text{ mm}$, $l/a = 0.10$, $w_R = 6 \text{ mm}$, $w_E = 1 \text{ mm}$)

5. Conclusions

The introduction of compliant joints in the mechanism structure is desirable, because compliant mechanisms have less weight, wear, clearance, friction

and noise than their rigid-body counterparts. On the other hand, the mobility of the compliant mechanisms is limited, that is, they can realize relatively small displacements. Another limitation to their use is the fatigue failure at the elastic joints. This paper presents a new design of the compliant Scott-Russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots. This compliant mechanism was developed as a counterpart of the rigid-body isosceles slider–crank mechanism.

The influence of the "length" of the rectilinear small length flexural pivots (l), the influence of the rigidity ratio w_R/w_E (the ratio between the width of relatively rigid segments w_R and the width of relatively elastic segments w_E), the influence of initial (undeformed) position of the mechanism (defined by the angle of the "input crank" ϕ), as well as the influence of the input force acting point location on the guiding accuracy, were analyzed. The optimal dimensions and parameters of the compliant Scott-Russel mechanism with rectilinear small length flexural pivots were determined in order to obtain the best guiding accuracy (minimal deviation between the exact rectilinear and realized path) of the "coupler" point C on the path segment of $\Delta y_C = 5$ mm for the dimension of the mechanism defined by the "input crank" length $a = 50$ mm. The best guiding accuracy (minimal horizontal deviation $\Delta x_{\max} = 0.0027$ mm) was provided by the compliant Scott-Russel mechanism with the angle of the "input crank" $\phi = 45^\circ$ defining the initial (undeformed) position of the mechanism, with the rigidity ratio $w_R / w_E = 6$ ($w_R = 6$ mm, $w_E = 1$ mm), with the "length" of the flexural pivots defined by ratio $l / a = 0.1$, as well as with the input force acting in the middle of the "input crank".

Furthermore, we analyzed the mobility of the compliant Scott-Russel mechanism for the dimensions and parameters of mechanism providing the best guiding accuracy. The limit positions of the guided "coupler" point, determined by the permissible maximal bending stress, enabled the maximal realizable displacement of the "coupler" point C of $\Delta y_{\max} = 8.75$ mm with the guiding inaccuracy of $\Delta x_{\max} = 0.022$ mm. The respective maximal acting force causing the appearance of the maximal permissible bending stress was $F_{\max} = 8.867$ N. The compliance of the joints and the mobility of the compliant mechanism can also be increased by alteration of the material type of the joints. The mobility of the compliant Scott-Russel mechanism with silicone small length flexural pivots was considerably greater in comparison with the monolithic compliant Scott-Russel mechanism (compliant mechanism being made of one piece of piacryl). However, the guiding

accuracy of the compliant Scott-Russel mechanism with silicone small length flexural pivots was considerably smaller in comparison with the monolithic compliant Scott-Russel mechanism.

REFERENCES

- [1] Howell, L.L.: Compliant Mechanisms, John Wiley & Sons, Inc., New York, 2001.
- [2] Pavlović, N.T., Christen, G.: Experimental Research of The Compliant Four-Bar Linkage for Rectilinear Guiding, In: Proc. of 47. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, Tagungsband, TU Ilmenau (2002), pp. 320-321.
- [3] Pavlović, N.T., Pavlović, N.D.: Improving of Mechanical Efficiency of Compliant Mechanisms, In: Proc. of 50. Internationales wissenschaftliches Kolloquium TU Ilmenau, Tagungsband (CD-ROM), TU Ilmenau (2005), pp. 379-380.
- [4] Pavlović, N.D., Pavlović, N.T.: Rastpolbahn der nachgiebigen Mechanismen, In: Proc. of 50. Internationales wissenschaftliches Kolloquium TU Ilmenau, Tagungsband (CD-ROM), TU Ilmenau (2005), pp. 381-382.
- [5] Pavlović, N.T., Pavlović, N.D.: Compliant Mechanism Design for Realizing of Axial Link Translation, In: Mechanism and Machine Theory (2009), Elsevier, pp. 1082-1091.
- [6] Howell, L.L., Midha, A., Murphy, M.D.: Dimensional Synthesis of Compliant Constant-Force Slider Mechanisms, In: Machine Elements and Machine Dynamics (1994), ASME, DE-Vol. 71, pp. 509-515.
- [7] Howell, L.L., Midha, A.: The Development of Force-Deflection Relationships for Compliant Mechanisms, Machine Elements and Machine Dynamics (1994), ASME, DE-Vol. 71, pp. 501-508.
- [8] Choi, S.-B., Cheong, C.-C. Thompson, B.S. et al.: Vibration Control of Flexible Linkage Mechanisms Using Piezoelectric Films, Mechanism and Machine Theory (1994), Elsevier, pp. 535-546.
- [9] Pavlović, T.N., Pavlović, D.N., Milošević, M.: Design of Compliant Slider Crank Mechanism, In: Proceedings of the 56th International Scientific Colloquium "Innovation in Mechanical Engineering – Shaping the Future" (2011), Ilmenau University of Technology, Germany.
- [10] Tanik, E., Parlaktas, V.: A new type of compliant spatial four-bar (RSSR) mechanism, In: Mechanism and Machine Theory (2011), Elsevier, pp. 593-606.
- [11] Midha, A., Howell, L.L., Norton, W.: Limit positions of compliant mechanism using the pseudo-rigid-body model concept, In: Mechanism and Machine Theory (2000), Elsevier, No.1, pp. 99-115.
- [12] Pavlović, N.T., Pavlović, N.D.: Mobility of the Compliant Joints and Compliant Mechanisms, Theoretical and Applied Mechanics, Belgrade (2005), No. 4, pp. 341-357.

EIN MODELL ZUR DIMENSIONIERUNG NACHGIEBIGER ELEMENTE FÜR DEN EINSATZ IN GASSICHERHEITSVENTILEN

René Uhlig, Lena Zentner

Technische Universität Ilmenau
Fachgebiet Mechanismentechnik

Kurzfassung

In diesem Artikel werden theoretische und experimentelle Untersuchungen an vorgespannten nachgiebigen Aufhängungselementen für den Einsatz in Gassicherheitsventilen vorgestellt. Aus den Ergebnissen numerischer Simulationen wird ein Berechnungsmodell zur Ermittlung der Kraft-Verschiebungs-Kennlinien abgeleitet. Dieses Modell kann zukünftig zur Dimensionierung der nachgiebigen Aufhängungselemente ohne aufwändige numerische Simulationen eingesetzt werden. Die derartige Herangehensweise wird durch experimentelle Ergebnisse erfolgreich belegt.

Abstract

The paper deals with theoretical and experimental examinations of pre-stressed elastic mounting elements for the application in gas safety-valves. From the results of numerical simulations, an evaluation-model for the calculation of the force-displacement-characteristics is derived. Prospective, this model allows the dimensioning of the mounting elements without complex simulations. The described approach is verified by experimental results.

1. Einleitung

Sicherheitsventile für Gasrohrleitungen spielen bei der Betrachtung von Aspekten der zivilen Sicherheit eine wichtige Rolle. Untersuchungen zeigen, dass rund 95 % aller Gasexplosionen auf vorsätzliche oder fahrlässige Manipulationen zurückzuführen sind. Als Ursache für die verbleibenden 5 % sind maßgeblich Baggerangriffe im Rahmen von Baumaßnahmen auszumachen [2]. Nicht erfasst sind die jüngsten Auswirkungen von Naturkatastrophen, wie beispielsweise Erdbeben.

Um die Folgen von Gasunfällen drastisch zu mindern, werden Gasströmungswächter (nachfolgend GSW) eingesetzt. Erreicht der Gasstrom in dem zu überwachenden Leitungsabschnitt einen unzulässig hohen Wert, so wird der Gasstrom durch den GSW abgesperrt. In der neuartigen Lösung [4] in Abb. 1 kommen nachgiebige vorgespannte Blattfederelemente zum Einsatz, wodurch auch nach einem Druckausgleich in der Gasleitung der GSW in der geschlossenen Schaltstellung verbleibt. Im Gegensatz zu herkömmlichen GSW [3] ist es möglich, zunächst die Ursache der Störung zu identifizieren, bevor der Gasstrom wieder freigegeben wird.

2. Aufbau und Funktionsweise des neuartigen Gasströmungswächters

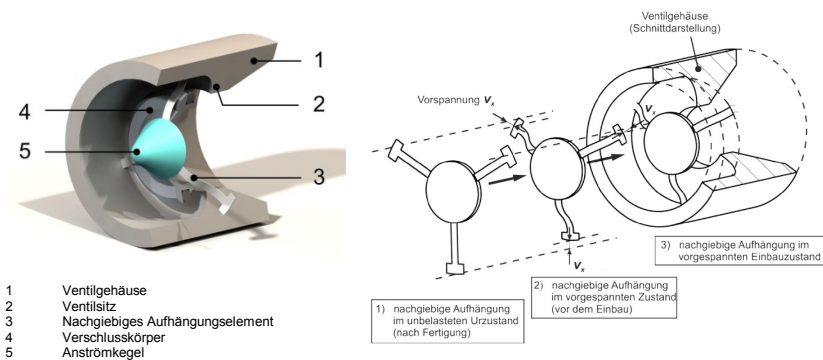


Abb. 1: Neuer Gasströmungswächter

Der Verschlusskörper des neuartigen GSW wird über drei radial angeordnete blattfederartige Aufhängungselemente im Ventilgehäuse befestigt. Die Besonderheit besteht dabei darin, dass die Aufhängungselemente beim Einbau im Ventilgehäuse elastisch vorgespannt werden (Abb. 1, rechts).

Aufgrund der geometrischen Vorspannung v_x werden die Aufhängungselemente elastisch verformt [6], dadurch stellt sich ein bistabiles Ventilschaltverhalten ein. Wirkt im geöffneten Zustand eine Kraft F_y auf den Verschlusskörper infolge der Durchströmung der Gasrohrleitung, so wird dieser zunächst nur um einen vergleichsweise kleinen Verschiebungswert u_y ausgelenkt (Abb. 2). Übersteigt die Kraft F_y einen definierten Wert (Durchschlagpunkt beim Schließen), so kommt es aufgrund der abfallenden Kraft-Verschiebungs-Kennlinie (nachfolgend KVK) zu einer schlagartigen Verschiebung des Verschlusskörpers in den Punkt 2 [5]. Der Übergang des Ventils vom Punkt 1 der KVK in den Punkt 2 der KVK äußert sich als Durchschlageffekt. Das Ventil ist geschlossen. Ohne äußere Kräfte verbleibt das Ventil in der geschlossenen Schaltstellung. Zum Öffnen ist eine entgegengesetzte Kraft $-F_y$ erforderlich. Mit Überschreiten des Punktes 3 erfolgt ein dynamischer Öffnungsvorgang in Richtung des Punktes 4, der ebenfalls durch einen Durchschlag gekennzeichnet ist.

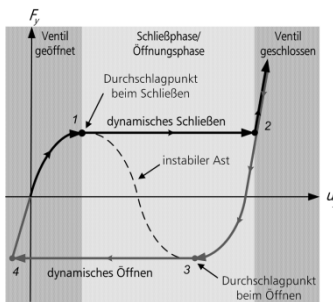


Abb. 2: Kraft-Verschiebungs-Kennlinie des Ventils (bistabiles Schaltverhalten)

Für das Schaltverhalten des Ventils ist die kombinierte KVK der nachgiebigen Aufhängungselemente von elementarer Bedeutung. Bei idealisierter Betrachtung kann davon ausgegangen werden, dass die KVK der Aufhängungselemente untereinander identisch sind. Somit ist die Untersuchung der KVK für ein einzelnes Aufhängungselement ausreichend, um Rückschlüsse auf die Gesamtkennlinie der nachgiebigen Aufhängung ziehen zu können.

3. Numerische Simulation

Die Ermittlung der KVK erfolgt anhand numerischer Simulationen in *ANSYS® Classic* unter Verwendung der Finite-Elemente-Methode (*FEM*). Die Vernetzung mit dem Elementtyp *Solsh190* eignet sich hervorragend für die Berechnung von flachen oder dünnwandigen Strukturen [1]. Die Simulation teilt sich grundlegend in zwei Simulationsabschnitte. Im ersten Abschnitt werden die Vorspannung der Aufhängungselemente und der daraus resultierende Spannungs- und Verformungszustand berechnet. Die Ergebnisse werden anschließend exportiert, so dass diese für den zweiten Simulationsabschnitt zur Verfügung stehen. Im zweiten Abschnitt wird eine neue Analyse gestartet, die als Anfangszustand den vorgespannten Zustand verwendet, der im ersten Simulationsabschnitt ermittelt wurde. Dazu werden die Ergebnisse des ersten Abschnittes in der neuen Analyse importiert. Diese getrennte Betrachtung ist sinnvoll, um die erforderlichen Randbedingungen möglichst realitätsnah nachbilden zu können.

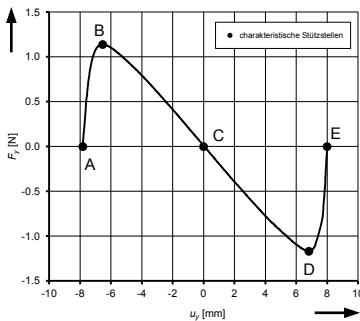
Innerhalb des zweiten Analyseabschnittes wird eine schrittweise Verschiebung des Verschlusskörpers von der geöffneten Ventilstellung in die geschlossene Ventilstellung simuliert. Für jeden untersuchten Verschiebungswert u_y wird die resultierende Verschiebungskraft F_y ermittelt, die notwendig ist, damit das mechanische System im Gleichgewicht ist. Aus der Darstellung der untersuchten Kraft-Verschiebungs-Punkte in einem gemeinsamen Diagramm lässt sich die zu gesuchte KVK generieren.

Für die Geometrie der untersuchten Aufhängungselemente wurde ein gleichbleibender rechteckiger Querschnitt mit einer einheitlichen Breite $b = 5 \text{ mm}$ und einer Dicke d zwischen $0,05 \text{ mm}$ und $0,5 \text{ mm}$ festgelegt. Die Länge l wurde im Bereich von 10 mm bis 200 mm untersucht. Als Materialverhalten wurde ein linear-elastisches Verhalten gewählt, die Kennwerte des Materialmodells orientieren sich an den technischen Kennwerten von Federstahlblech (1.4310). Der E-Modul wird mit einem Wert von 190 GPa berücksichtigt.

4. Ausgewählte Simulationsergebnisse

In Abb. 3 ist exemplarisch die simulierte KVK für ein Aufhängungselement dargestellt. Es sind fünf charakteristische Stützstellen A - E gekennzeichnet, durch die sich eine qualitativ hinreichende Beschreibung der KVK mit den wesentlichen Verlaufsmerkmalen vornehmen lässt. Die Stützstelle A

markiert die vorgespannte Ausgangslage, B und D stellen jeweils die Durchschlagpunkte dar. Die Stützstelle E entspricht der zweiten stabilen Lage, in der sich das Ventil im geschlossenen Zustand befindet. Mit der Stützstelle C wird derjenige Verschiebungswert u_y markiert, bei dem die Verschiebungskräfte F_y das Vorzeichen wechseln. Die Stützstellen lassen sich durch charakteristische Verschiebungswerte u_y und die zugehörige Verschiebungskraft F_y quantitativ beschreiben.



charakteristische Stützstellen	
A	$F_{yA} = F_y(u_{yA}) = 0$ $u_{yA} < 0$
B	$F_{yB} = F_y(u_{yB}) = \text{Max}(F_y) = F_{y\text{max}}$ $u_{yB} = u_{y\text{max}}$
C	$F_{yC} = F_y(u_{yC}) = 0$ $u_{yC} = 0$
D	$F_{yD} = F_y(u_{yD}) = \text{Min}(F_y) = F_{y\text{min}}$ $u_{yD} = u_{y\text{min}}$
E	$F_{yE} = F_y(u_{yE}) = 0$ $u_{yE} > 0$

Abb. 3: Kraft-Verschiebungs-Kennlinie mit den charakteristischen Stützstellen A – E

4.1. Normierte Grundcharakteristik

Bei qualitativer Betrachtung weisen die KVK desselben Aufhängungselementes für verschiedene Vorspannungswerte v_x untereinander eine sehr ähnliche Charakteristik auf (Abb. 4).

Neben den charakteristischen Stützstellen A - E sind alle KVK durch eine Punktsymmetrie zum Koordinatenursprung gekennzeichnet. Im Bereich zwischen den Extremstellen verlaufen die Graphen annähernd linear und mit gleichem Anstieg. Durch die normierende Darstellung der einzelnen KVK in den dimensionslosen Größen u und F (Gleichung (1)) ist es möglich, die qualitativen Verläufe der KVK in eine untereinander vergleichbare Darstellung zu bringen.

$$u = \frac{u_y}{|u_{yA}|} \quad F = \frac{F_y}{|F_{y\text{max}}|} \quad (1)$$

Bei der Zusammenführung aller normierten KVK in einem gemeinsamen Diagramm ist festzustellen, dass die normierten KVK für alle Aufhängungselemente gleich sind (Abb. 5). Es kann daher von einer gemeinsamen normierten Grundcharakteristik ausgegangen werden.

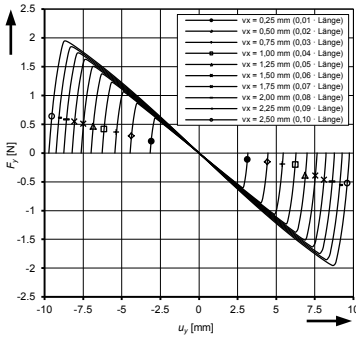


Abb. 4: Kraft-Verschiebungs-Kennlinien für ein Aufhängungselement der Länge $l = 25 \text{ mm}$ und Dicke $d = 0,1 \text{ mm}$

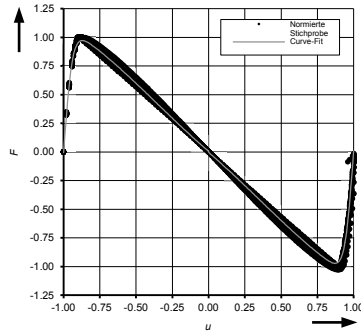


Abb. 5: Normierte Kraft-Verschiebungs-Kennlinien (Darstellung der Datenpunkte) und Curve-Fit

4.2. Betrag der Anfangsauslenkung $|u_{yA}|$

In Abb. 4 ist ersichtlich, dass sich mit zunehmender Vorspannung v_x der Betrag der Anfangsauslenkung $|u_{yA}|$ vergrößert. Somit vergrößert sich auch der verfügbare Ventilweg. In Abb. 6 sind die betragsmäßigen Anfangsauslenkungen für unterschiedliche Längen l der Aufhängungselemente in Abhängigkeit der dimensionslosen Vorspannung v (Gleichung (2)) dargestellt. Durch die zusätzliche Normierung der Ordinatenachse, kann ein Zusammenhang abgeleitet werden, der für alle Aufhängungselemente gleichermaßen Gültigkeit besitzt (Abb. 7).

$$v = \frac{v_x}{l} \quad u_l = \frac{|u_{yA}|}{l} \quad (2)$$

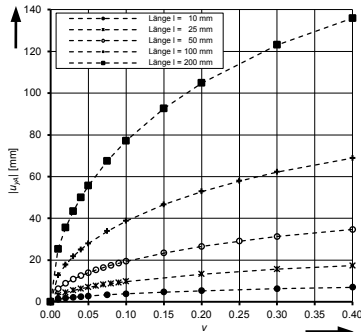


Abb. 6: $|u_{yA}|$ in Abhängigkeit von v für verschiedene Längen l des Aufhängeelementes

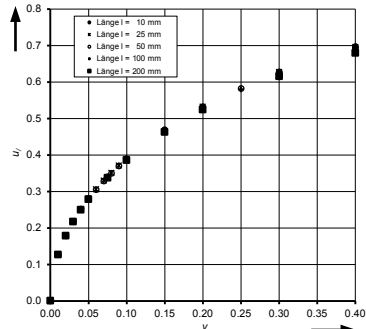


Abb. 7: u_x in Abhängigkeit von v

4.3. Kräfte $|F_{y\max}|$ und $|F_{y\min}|$ in den Extremstellen

Die ermittelten KVK zeigen im Bereich zwischen den beiden Extremstellen einen annähernd linearen Verlauf. Bei Betrachtung der KVK desselben Aufhängeelementes unter verschiedenen Vorspannungen v ist der Anstieg im Bereich zwischen den Extremstellen gleich. Somit lässt sich die Lage der Extremstellen durch eine Ursprungsgerade mit dem Anstieg G sehr gut beschreiben (Abb. 8). Für verschiedene Aufhängeelemente ergeben sich unterschiedliche Werte für den Anstieg G der Ursprungsgerade (Abb. 9).

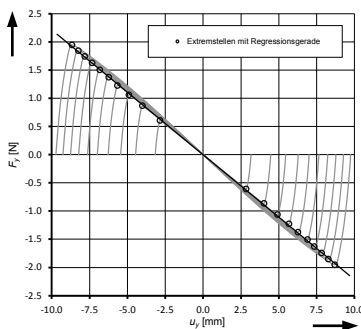


Abb. 8: Extremstellen der Kraft-Verschiebungs-Kennlinie

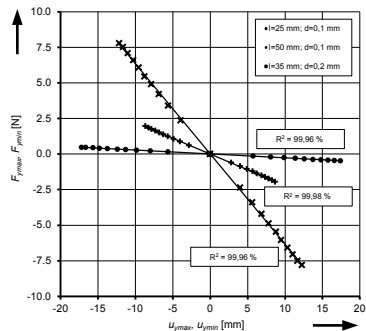


Abb. 9: Lage der Extremstellen für verschiedene Aufhängeelemente

4.4. Modell zur Ermittlung der Kraft-Verschiebungs-Kennlinie

Wie gezeigt wurde, lassen sich die KVK der untersuchten Aufhängungselemente unter Verwendung der dimensionslosen Größen u und F auf die gemeinsame normierte Grundcharakteristik aus Abb. 5 zurückführen. Für die Normierungsfaktoren $|u_{yA}|$ und $|F_{y\max}|$ konnten allgemeingültige Zusammenhänge identifiziert werden. Aus den abgeleiteten Zusammenhängen konnte das Gleichungssystem (3) entwickelt werden. Damit ist ein Werkzeug verfügbar, das es ermöglicht die KVK eines Aufhängungselementes in guter Näherung zu berechnen, ohne aufwändige numerische Simulationen durchführen zu müssen.

$$u = \frac{u_y}{|u_{yA}|} \quad |u_{yA}| = a \cdot l \cdot v^b \quad \text{mit } a = 1,06 \quad \text{und} \quad b = 0,445$$

$$F = \frac{F_y}{|F_{y\max}|} \quad F_{y\max} = \beta \cdot |u_{yA}| \cdot \left(\frac{d}{l}\right)^3 \quad \text{mit } \beta = 3083340 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$v = \frac{v_x}{l} \tag{3}$$

$$F(u) = -\text{sign}(u) \cdot \left[t_1 + \left(\frac{t_2}{1 + e^{\frac{2(l|u|+t_3)-w_1}{2w_2}}} \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{1 + e^{\frac{2(l|u|+t_3)+w_1}{2w_3}}} \right) \right] \rightarrow u = [-1; +1]$$

$$\begin{array}{lll} t_1 = -0,76 & t_2 = 2,35 & t_3 = -0,669 \\ w_1 = 0,64 & w_2 = 0,028 & w_3 = 0,48 \end{array}$$

5. Experimentelle Überprüfung der Simulationsergebnisse

Für die Überprüfung der aus den numerischen Simulationen gewonnenen Ergebnisse sind experimentelle Untersuchungen an realen nachgiebigen Aufhängungselementen notwendig. Dazu wurde anhand des technischen Prinzips in Abb. 10 ein speziell entwickelter Versuchsaufbau umgesetzt,

dessen Basis ein computergesteuertes Kraft-Weg-Messsystem *Zwick/Roell 2005* bildet (Abb. 11).

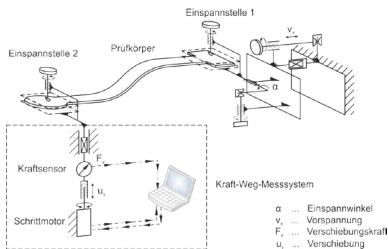


Abb. 10: Technisches Prinzip der experimentellen Versuchsvorrichtung

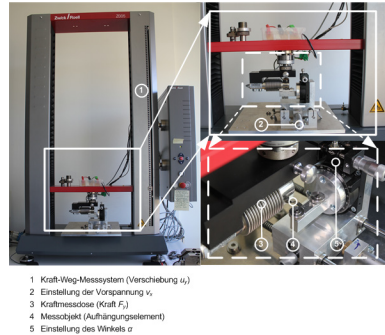


Abb. 11: Kraft-Weg-Messsystem mit eingebauter Versuchsvorrichtung und Prüfkörper

Das zu prüfende Aufhängungselement wird an beiden Enden in der Versuchsvorrichtung fixiert und anschließend vorgespannt. Über das Kraft-Weg-Messsystem wird das Aufhängungselement schrittweise in Verschiebungsrichtung ausgelenkt. Dabei wird über den Kraftsensor an den aufeinanderfolgenden Verschiebungspunkten die Reaktionskraft ermittelt und die KVK gebildet.

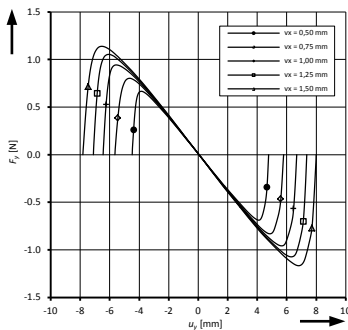


Abb. 12: Experimentell ermittelte Kraft-Verschiebungs-Kennlinie

In Abb. 12 sind exemplarisch die KVK für ein ausgewähltes reales Aufhängungselement dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Charakteristik der Kennlinien im Vergleich zu den über Simulationen ermittelten Charakteristika, die gleichen Verlaufsmerkmale aufweist. Ein Vergleich der Verschiebungswerte u_y liefert eine ausgesprochen gute Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen. Im Bereich der Verschiebungskräfte F_y ist festzustellen, dass die experimentell ermittelten Werte im Mittel ca. 15 %

niedriger ausfallen, als die simulierten Kräfte. Im Rahmen einer umfangreichen Fehlerbetrachtung stellte sich heraus, dass diese Abweichungen als akzeptabel einzustufen sind und u. a. auf Messungenauigkeiten zurückgeführt werden können.

Zusammenfassung

Die Kraft-Verschiebungs-Kennlinie (KVK) eines neuartigen Gasströmungswächters ist für dessen Funktion von elementarer Bedeutung. Für die Ermittlung der KVK waren bislang aufwändige numerische Simulationen unter Verwendung der *Finite-Elemente-Methode* erforderlich. Anhand der durchgeführten Untersuchungen und den daraus vorliegenden Ergebnissen konnte ein Modell zur Berechnung der KVK für Aufhängungselemente unterschiedlicher Dimensionen abgeleitet werden. Durch eine experimentelle Überprüfung anhand realer Aufhängungselemente, konnten die Berechnungsergebnisse unter Berücksichtigung messtechnischer Fehler verifiziert werden.

Literatur

- [1] Banerjee, Biswajit: A comparison of Ansys Shell181 and Solsh190 Elements. iMechanica – web of mechanics and mechanicians, 2011 [gefunden unter: <http://imechanica.org/node/10566>]
- [2] Gaze, Thomas: Hohe Deckungssummen. 2001 [gefunden unter: http://www.funk-gruppe.de/de/unternehmensgruppe/aktuelles/news/letter_uebersicht.php?did=18788]
- [3] Oventrop: Datenblatt GS Gasströmungswächter
- [4] Offenlegungsschrift DE 10 2007 032 55 A1, 29.05.2008
- [5] Pflüger, Alf: Stabilitätsprobleme der Elastostatik. Berlin: Springer Verlag, 1975
- [6] Timoshenko, Stephen P.; Gere, James M.: Theory of elastic stability. New York: McGraw-Hill Book Company Timoshenko, 1961

ANALYTISCHE UND MESSTECHNISCHE UNTERSUCHUNGEN ZUM SCHWINGUNGSVERHALTEN VON ZUNGENVENTILEN IN MEMBRANVERDICHTERN

Lars Hartmann, René Uhlig*, Lena Zentner**

* Technische Universität Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik

Kurzfassung

In diesem Beitrag wird das Schwingungsverhalten von Zungenventilen, die in Membranverdichtern eingesetzt werden, untersucht. Durch mechanische Modellbildung, analytische Ansätze und Berechnungen sowie messtechnische Untersuchungen wird das grundlegende dynamische Systemverhalten erforscht. Alle Untersuchungen verfolgen das Ziel Erkenntnisse zu gewinnen, um die Leistung eines Membranverdichters zu steigern.

Abstract

The present paper investigates in the vibration behavior of reed valves in diaphragm compressors. Using mechanical models, analytical computations and metrological methods the fundamental dynamic system behavior can be studied. All of these investigations are used to get information and knowledge about how to make a diaphragm compressor more efficient.

1. Einleitung und Problemstellung

In vielen Industriebereichen werden zur Förderung von Gasen und Dämpfen Membranverdichter (vgl. Abb. 1) eingesetzt. Eine Membran aus reißfestem, hochelastischem und oft chemieresistentem Material trennt das Fördermedium vom Antrieb ab, so dass ein hermetischer (leckfreier) Verdichter für ag-

gressive Medien entsteht. Durch die Verwendung von druckbetätigten schmierungsfreien Zungenventilen als Einlass- und Auslassventile erfolgt eine gerichtete Verdichtung. In der Regel wird die Membran durch einen mechanischen Exzenterantrieb ausgelenkt und infolge der Verwölbung stark beansprucht.

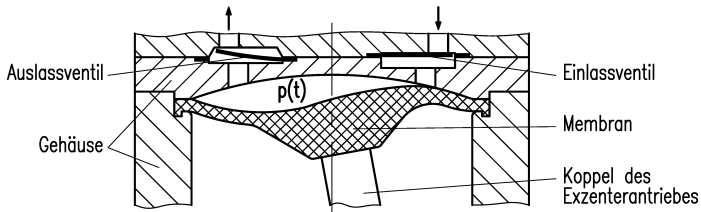


Abb. 1: Schematische Darstellung einer Membranpumpe [1]

Die Erhöhung der Verdichterleistung, d. h. die Steigerung des Wirkungsgrades kann einerseits durch die Vergrößerung des Kolbenhubes und andererseits durch eine Drehzahlerhöhung erreicht werden. Ein großer Kolbenhub führt zu einer erhöhten Beanspruchung der Membran durch Walken und verringert dadurch die Lebensdauer infolge der großen wirkenden Spannungen und Dehnungen. Wie in [2] beschrieben wird, werden Leistungsverluste durch eine verzögerte Öffnung des Einlass- und Ausstoßventils sowie durch Rückströmungseffekte hervorgerufen. Die Leistung eines Membranverdichters wird demnach vom Ansprech- und Schwingungsverhalten der gasstrombetätigten Zungenventile maßgeblich beeinflusst.

Für eine Leistungssteigerung durch Drehzahlerhöhung muss das Schwingungsverhalten von Zungenventilen genauer betrachtet werden. Dabei werden mechanische Modelle analytisch berechnet und messtechnische Methoden angewendet.

2. Material und Methoden

2.1. Modellbildung und analytische Untersuchung

Die Schwierigkeit der Modellierung liegt in der gekoppelten Betrachtung einer kompressiblen Gasströmung und dem Schwingungsverhalten des Ventils, der sogenannten Fluid-Struktur-Interaktion. Die elastischen Ventilkörper sind an ihrem Umfang im Ventilkopf befestigt und dichten mit der

Dichtfläche den Einlass- bzw. Auslasskanal ab. Im Betrieb entstehen durch die Bewegung der Membran Druckdifferenzen, die die Ventile zu erzwungenen Schwingungen anregen.

Zur Veranschaulichung des grundlegenden Systemverhaltens werden Modelle mit folgenden Annahmen und Vereinfachungen erstellt:

- Strömungsgeschwindigkeit des Gases im Zylinder entspricht der Kolbengeschwindigkeit,
- Membranbewegung wird als Schubbewegung eines Kolbens in einem Zylinder betrachtet,
- Kompression der Strömung wird vernachlässigt,
- Dämpfungseffekte werden vernachlässigt,
- Kontakte und Prellvorgänge werden nicht betrachtet und
- die lineare Balkentheorie nach Bernoulli-Euler wird angewendet.

Belastungsfunktion

Für einen Schubkurbelmechanismus können Kolbenweg s und Kolbengeschwindigkeit \dot{s} (Strömungsgeschwindigkeit) mit Hilfe der Übertragungsfunktion berechnet werden. Zu Vereinfachung der weiteren Berechnungen wird für $l \gg R$ die folgende Approximation der exakten Übertragungsfunktion verwendet wobei l der Koppellänge, R der Kurbellänge und Ω der Antriebswinkelgeschwindigkeit entspricht.

$$\begin{aligned} s(t) &= L + R \cos(\Omega t) \\ \dot{s}(t) &= -R \Omega \sin(\Omega t) \end{aligned} \tag{1}$$

Die Abb. 2 zeigt den Vergleich der exakten und der approximierten Weg-Zeit- bzw. Geschwindigkeit-Zeit-Verläufe des Kolbens einer Schubkurbel für eine Drehzahl von 1250 U/min ($\Omega \approx 131$ 1/s), eine Kurbellänge von 4 mm, und eine Koppellänge von 77,8 mm. Aus der Strömungsgeschwindigkeit lassen sich für eine inkompressible Strömung der Druck im Zylinder und die wirk-same Kraft auf das Ausstoßventil bestimmen:

$$F(t) = p(t) A_p = \frac{1}{2} \rho_G \dot{s}^2 A_p \approx \frac{1}{2} \rho_G R^2 \Omega^2 \sin^2(\Omega t) A_p . \tag{2}$$

Mit Gleichung (1) kann eine Abschätzung für die auf das Auslassventil wirkende Erregerkraft in Abhängigkeit von der Zeit t mit den Parametern Gas-dichte ρ_G und druckbelasteter Ventilfläche A_p angegeben werden.

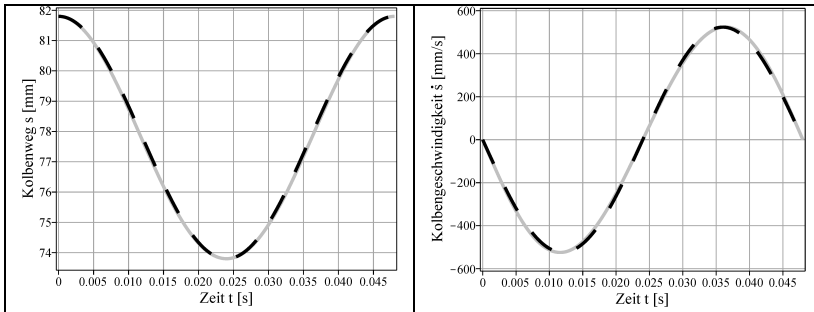


Abb. 2: exakter (—) und approximierter (- - -) Weg-Zeit- und Geschwindigkeit-Zeit-Verlauf für einen Schubkurbelmechanismus

Bewegungsgleichung

Für die erzwungenen Biegeschwingungen eines Balkens mit veränderlicher Querschnittsfläche $A(x)$ und veränderlichem äquatorialem Flächenträgheitsmoment $I_z(x)$, hervorgerufen durch die verteilte Last $f(x, t)$ (Abb. 3 (a)) gilt nach [3] die folgende Schwingungsdifferenzialgleichung:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(E I_z(x) \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial x^2} \right) + \rho A(x) \frac{\partial^2 v(x, t)}{\partial t^2} = f(x, t) \quad (3)$$

Da die Lösung dieser Gleichung (3) nur unter erhöhtem mathematischem Aufwand möglich ist, werden zwei Annahmen getroffen, die zu einer erleichterten Berechnung führen:

1. zwei stückweise konstante Querschnitte des Balkens (Abb. 3 (b)),
2. Belastung durch die Einzellast $F(t)$ an der Stelle $x = x_F$.

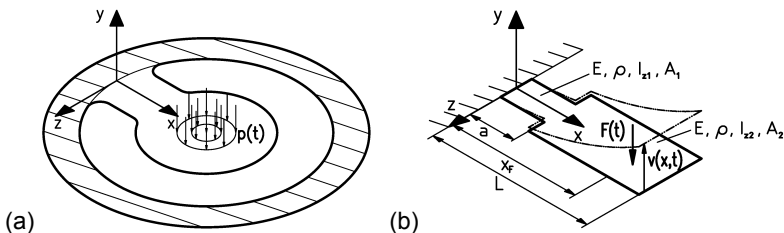


Abb. 3: (a) am Umfang eingespanntes druckbelastetes Zungenventil;
(b) Balkenmodell mit zwei stückweise konstanten Querschnitten

Durch Anwendung der Heaviside- und Dirac-Funktion können die beiden getroffenen Annahmen (Querschnitt und Belastung) mathematisch formuliert werden: $I_z := I_{z1} + (I_{z2} - I_{z1}) \Theta(x - a)$ und $A := A_1 + (A_2 - A_1) \Theta(x - a)$. Mit den Annahmen und einer verkürzten Darstellung der partiellen Ableitungen ($\partial^4 v(x, t) / \partial x^4 =: v''''(x, t)$ und $\partial^2 v(x, t) / \partial t^2 =: \ddot{v}(x, t)$) folgt aus Gleichung (3):

$$E I_z v''''(x, t) + \rho A \ddot{v}(x, t) = \frac{1}{2} \rho_G R^2 A_p \Omega^2 \sin^2(\Omega t) \delta(x - x_F). \quad (4)$$

Die homogene Lösung dieser inhomogenen partiellen Differenzialgleichung vierter Ordnung mit konstanten Koeffizienten liefert die Eigenkreisfrequenzen und die Eigenformen der Biegeschwingung eines Balkens. Das Schwingungsverhalten im eingeschwungenen Zustand wird durch die partikuläre Lösung beschrieben.

Lösung der homogenen Bewegungsgleichung

Zur Lösung der homogenen Differenzialgleichung kann der Separationsansatz nach Bernoulli herangezogen werden. Durch Einsetzen der Separation $v(x, t) = X(x) T(t)$ in die homogene Gleichung von (4) folgt unter Verwendung eines konstanten Separationsparameters $-\omega^2$ folgende Gleichung:

$$-k^4 \frac{X''''(x)}{X(x)} = \frac{\ddot{T}(t)}{T(t)} = -\omega^2 \quad \text{mit} \quad k^4 = \frac{E I_{z1}}{\rho A_1}. \quad (5)$$

Für jeden der beiden Balkenabschnitte können aus Gleichung (5) zwei gewöhnliche Differenzialgleichungen gewonnen werden, deren Lösungen wie folgt aussehen (Abschnitt I: $0 < x < a$; Abschnitt II: $a < x < L$):

$$\begin{aligned} X_I(x) &= c_{I1} \sin(\lambda_I x) + c_{I2} \cos(\lambda_I x) + c_{I3} \sinh(\lambda_I x) + c_{I4} \cosh(\lambda_I x) \\ X_{II}(x) &= c_{II1} \sin(\lambda_{II} x) + c_{II2} \cos(\lambda_{II} x) + c_{II3} \sinh(\lambda_{II} x) + c_{II4} \cosh(\lambda_{II} x) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} T_I(t) &= d_{I1} \sin(\omega t) + d_{I2} \cos(\omega t) \\ T_{II}(t) &= d_{II1} \sin(\omega t) + d_{II2} \cos(\omega t) \end{aligned} \quad (7)$$

Für den in Abb. 3 (b) dargestellten einseitig eingespannten Balken gelten folgende Rand- und Übergangsbedingungen:

Randbedingungen	Übergangsbedingungen	
$v_I(0, t) \equiv 0$	$v_I(a, t) \equiv v_{II}(a, t)$	$\forall t > 0$
$v'_I(0, t) \equiv 0$	$v'_I(a, t) \equiv v'_{II}(a, t)$	
$v''_{II}(L, t) \equiv 0$	$I_{z1} v''_I(a, t) \equiv I_{z2} v''_{II}(a, t)$	
$v'''_{II}(L, t) \equiv 0$	$I_{z1} v'''_I(a, t) \equiv I_{z2} v'''_{II}(a, t)$	

(8)

Da die Rand- und Übergangsbedingungen für alle Zeiten t gelten müssen, kann Gleichung (6) zur Auswertung herangezogen werden. Aus dem Eigenwertproblem entsteht eine charakteristische Gleichung $g(\lambda L) = 0$, die im Ergebnis die Eigenwerte λ_I und λ_{II} respektive die Eigenformen $X_I(x)$ und $X_{II}(x)$ für die freie Schwingung des Systems liefert. Obwohl für einen abgesetzten Balken mit A_1, I_{z1} und A_2, I_{z2} aus homogenem Material (E, ρ) zwei Eigenwerte existieren, schwingen beide Abschnitte und somit auch der gesamte Balken mit einer Eigenfrequenz. Ohne Beweis wird die Beziehung für die Eigenkreisfrequenzen angegeben [3]:

$$\omega_i = \lambda_{II}^2 \sqrt{\frac{E I_{z1}}{\rho A_1}} = \lambda_{II}^2 \sqrt{\frac{E I_{z2}}{\rho A_2}} \quad i = 1 \dots \infty . \quad (9)$$

Unter der Annahme von zwei rechteckförmigen Querschnittsflächen mit konstanter Höhe h (Breite b_1 und b_2) sind die Eigenwerte für beide Balkenabschnitte gleich, so dass gilt $\lambda_{II} = \lambda_{I} = \lambda_i$. Mit den bekannten Beziehungen $I_{z1} = b_1 h^3/12$ und $A_1 = b_1 h$ folgt aus (9) für die erste Eigenkreisfrequenz:

$$\omega_1 = \lambda_1^2 \sqrt{\frac{E I_{z1}}{A_1 \rho}} = \lambda_1^2 \sqrt{\frac{E h^2}{12 \rho}} . \quad (10)$$

In Abhängigkeit von zwei neu definierten Parametern $\kappa := I_{z2}/I_{z1}$ und $\xi := L/a$ sowie der Balkenlänge L wird der Eigenwert λ_1 berechnet. Die Abb. 4 zeigt den Funktionsverlauf des charakteristischen Polynoms $g(\lambda L)$ für $\xi = 4$ und verschiedene Werte κ . Der Schnittpunkt der Kurven mit der Abszisse definiert den ersten Eigenwert, der für $\kappa = 1,73$ mit $\lambda_1 = 1,6922/L$ angegeben werden kann.

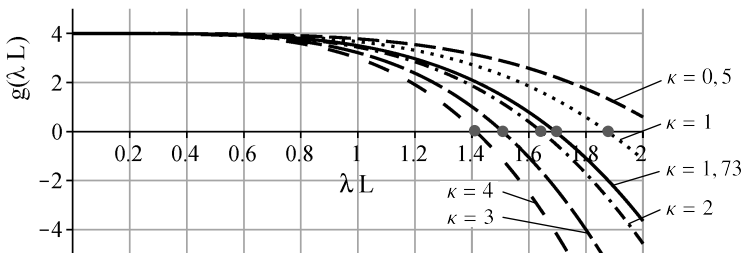


Abb. 4: Funktionsverlauf des charakteristischen Polynoms $g(\lambda L)$

Die Eigenkreisfrequenz ω_1 wird im konkreten Fall ($h = \text{const.}$) nicht direkt durch die Breite b_2 und b_1 , sondern nur von deren Verhältnis (κ) beeinflusst.

Für ein Zungenventil aus PEEK (Polyetheretherketon) mit den Materialkennwerten $E = 3200 \text{ N/mm}^2$ und $\rho = 1,32 \text{ g/cm}^3$ sowie den Abmessungen $h = 0,2 \text{ mm}$ und $L = 13,8 \text{ mm}$ ist die erste Eigenkreisfrequenz $\omega_1 = 1351,66 \text{ 1/s}$. Eine Simulation des dargestellten Problems mit dem FEM-Programm ANSYS® liefert $\omega_{1 \text{ FEM}} = 1351,64 \text{ 1/s}$ und verifiziert damit die analytischen Berechnungen. Die erste Eigenform (Mode) der Biegeschwingung des betrachteten Balkens verdeutlicht die Abb. 5.

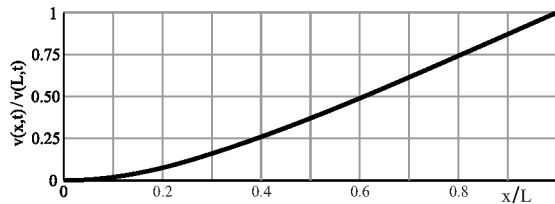


Abb. 5: Erste Eigenform der Biegeschwingung des betrachteten Balkens

2.2. Messtechnische Untersuchungen

Damit eine messtechnische Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Zungenventilen in Membranverdichtern erfolgen kann, wurde ein Messstand konzipiert. Mit diesem Messstand erfolgt eine Erfassung des Schwingungsverhaltens im zeitlichen Kontext (Ventilweg) und der System- bzw. Prozessparameter, wie Drehzahl, Drehwinkel und Druck. Die Winkel- und Drehzahlmessung erfolgt über einen berührungslosen Drehwinkelsensor. Zur Druckmessung stehen drei piezoresistive Drucksensoren zur Verfügung. Mit Hilfe von zwei Triangulations-Lasersensoren wird der Ventilweg erfasst. Über eine LabVIEW-Programmierung wird die Signalerfassung und Datenverarbeitung vorgenommen.

Die Diagramme (a) bis (d) in Abb. 6 veranschaulichen den Ventilweg und den Betätigungsdruck jeweils für das Ein- und Auslassventil zu Beginn des Evakuierungsvorganges.

Die Öffnungszeit des Einlassventils ist im Vergleich zur Schließzeit bei 1250 U/min und 2500 U/min gleichlang. Bei einer Drehzahl von 1250 U/min dauert ein vollständiger Öffnungs- und Schließvorgang etwa 0,048 s. Diese Periodendauer ist gleichbedeutend mit einer Kreisfrequenz von 131,9 1/s, was fast exakt der Erregerfrequenz (Drehzahl) entspricht. Auch bei 2500 U/min öffnet und schließt das Einlassventil mit der Erregerfrequenz.

Mit der im Abschnitt 2.1 berechneten Eigenkreisfrequenz des Zungenventils ($\omega_1 = 1351,66 \text{ 1/s}$) kann das Abstimmungsverhältnis $\eta := \Omega/\omega_1$ berechnet werden. Für die beiden untersuchten Drehzahlen (1250 U/min und 2500 U/min) ist das Abstimmungsverhältnis kleiner als eins, so dass von einer unterkritischen Anregung gesprochen werden kann. Der Ventilweg des Einlassventils beträgt zu Beginn des Evakuierungsvorganges ca. 0,35 mm.

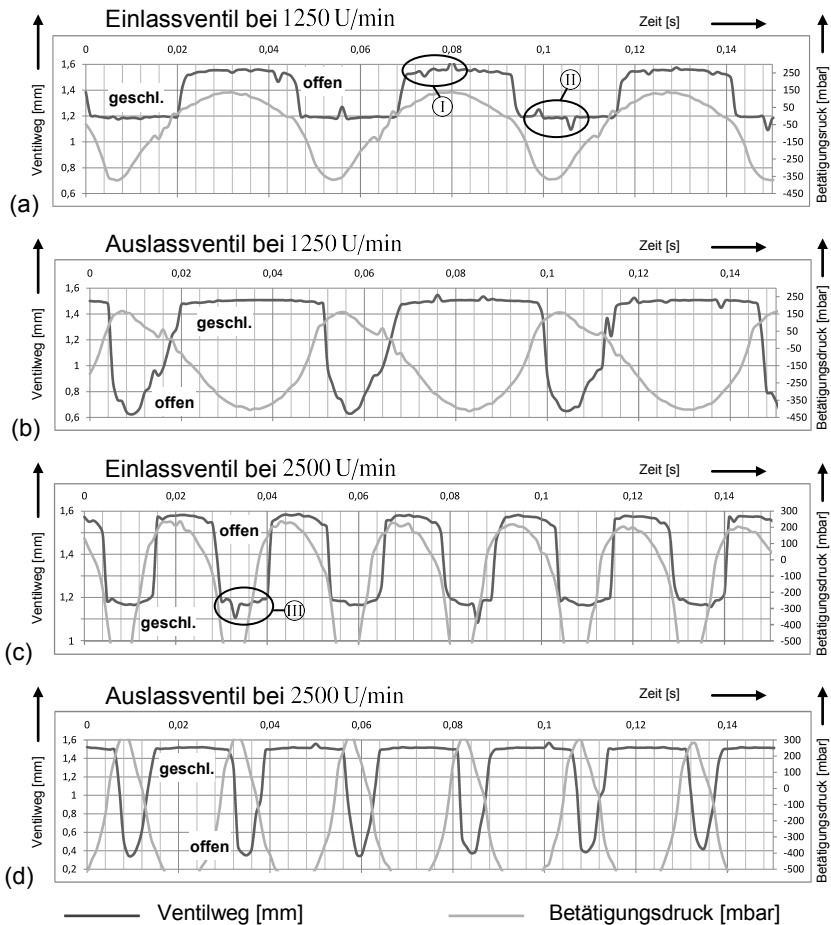


Abb. 6: Ventilweg und Betätigungsdruck für Ein- und Auslassventil bei verschiedenen Drehzahlen (1250 U/min und 2500 U/min)

Im Gegensatz zu dem Einlassventil ist das Auslassventil länger geschlossen als geöffnet. Trotzdem ist die Periodendauer für einen vollständigen Öffnungs- und Schließzyklus des Auslassventils identisch zu der des Einlassventils. Damit ist auch die Eigenkreisfrequenz identisch, so dass auch hier von einer unterkritischen Anregung gesprochen werden kann. Der Ventilweg des Auslassventils ist mit etwa 0,85 mm größer als der Ventilweg des Einlassventils mit ca. 0,35 mm.

Die Ventilbewegung ist immer gleichphasig zur Erregung (Betätigungsdruck), was durch die unterkritische Anregung bedingt wird.

3. Schlussfolgerungen

Nach [2] werden Leistungsverluste in Verdichtern mit Zungenventilen vermieden, wenn folgende Richtlinien erfüllt werden:

- Ventil sofort und vollständig öffnet,
- Ventil vollständig offen gehalten wird bis die Durchströmung beendet ist,
- Ventils nicht durch viskose Schmiermittel verklebt (haftet) und
- Ventilbewegungen mit großer Amplitude und Instabilitäten vermieden werden.

Die Auswertung der Diagramme (a) bis (d) in Abb. 6 zeigt deutlich, dass für den betrachteten Verdichter die Richtlinien nach [2] zu Beginn des Evakuierungsvorganges (0 – 0,15 s) erfüllt sind. Auffallend sind das verkürzte Öffnen und das verlängerte Schließen des Auslassventils. In den Diagrammen (a) und (c), die das Schwingungsverhalten des Einlassventils veranschaulichen, können Prellvorgänge des Zungenventils identifiziert werden. Das Prellen wird durch Anschläge im Verdichter hervorgerufen. Bei jedem Prellvorgang wird die Schwingung von einer Störung überlagert. Infolge dessen wird der eingeschwungene Zustand des Zungenventils zerstört und es kommt zu mehrfachen Öffnungs- und Schließbewegungen des Ventils. Ein charakteristisches Bewegungsverhalten für Prellen kann im Diagramm (a) von 0,072 s bis 0,084 s (I) und 0,096 s bis 0,108 s (II) sowie im Diagramm (c) von 0,03 s bis 0,04 s (III) beobachtet werden. Obwohl die Amplituden des Prellens klein sind, können Spalte entstehen, die Rückströmungseffekte zur Folge haben und somit die Verdichterleistung vermindern. Durch konstruktive Maßnahmen kann das Prellen auf ein Minimum gesenkt werden.

Mit Hilfe des Abstimmungsverhältnisses konnte gezeigt werden, dass die verwendeten Ventile im unterkritischen Bereich arbeiten. Bei unterkritischer Anregung sind die zur Auslenkung des Zungenventils erforderlichen Betätigungskräfte um ein Vielfaches größer als im Resonanzbetrieb. Durch die Ausnutzung der Resonanz können die Zungenventile so ausgelegt werden, dass auch bei kleinen Drücken eine große Durchströmungsöffnung entsteht.

4. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird das Schwingungsverhalten von Zungenventilen in Membranverdichtern mit analytischen und messtechnischen Methoden untersucht. Durch die Abbildung des realen Systems auf mechanische Modelle können Eigenkreisfrequenzen und Eigenformen mathematisch exakt berechnet werden. Die Ergebnisse exakten Berechnung wurden mit numerischen Methoden verifiziert werden, liefern aber im Vergleich dazu ein grundlegendes Verständnis zur Theorie der Kontinuasschwingungen. Messtechnische Untersuchungen veranschaulichen das reale Systemverhalten und ermöglichen zusammen mit den theoretischen Ergebnissen Schlussfolgerungen zur Erhöhung der Verdichterleistung.

Literatur

- [1] Jousten, Karl (Hrsg.): Handbuch Vakuumtechnik. Wiesbaden: Vieweg, 9., überarbeitete Auflage, 2009, ISBN 9783834801333
- [2] Schutzrecht DE 4117644 C2 (31.07.03), Empresa Brasileira de Compressores. Pr.: BR 02787/90 08.06.90. – Zungenventil für einen Kompressor für Kühlmaschinen
- [3] Inman, Daniel J.: Engineering Vibration. New York: Prentice Hall, 2., illustrierte Auflage, 2001, ISBN 9780137261420
- [4] Schutzrecht DE 4119731 A1 (02.01.92), Empresa Brasileira de Compressores. Pr.: BR 02967/90 19.06.90. – Ventilanordnung für einen hermetisch dichten Kompressor, insbesondere einen Kühlkompressor
- [5] Govindan, Nagarajan, et. al.: Mathematical Modeling and Simulation of a Reed Valve Reciprocating Air Compressor. In: Thermal Science13 (2009), No. 3, S. 47 – 58
- [6] Bukac, Hubert: Understanding Valve Dynamics. International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 16-19, West Lafayette Indiana, USA, 2002

OBJECT GRASPING AND LIFTING BY PASSIVE COMPLIANT GRIPPER

Dalibor Petković, Nenad D. Pavlović†*

* † University of Niš, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechatronics, Aleksandra Medvedeva 14, 18000 Niš, Serbia

Abstract

The development of universal grippers able to pick up unfamiliar objects of widely varying shapes and surfaces is a very challenging task. Passively compliant underactuated mechanisms are one way to obtain the gripper which could accommodate any irregular and sensitive grasping object. The purpose of the underactuation is to use the power of one actuator to drive the opening and closing motion of the gripper. The fully compliant mechanism has multiple degrees of freedom and can be considered as an underactuated mechanism. This paper presents a new design of the adaptive underactuated compliant gripper. The optimal topology of the gripper structure was obtained by two different methods simultaneously: iterative FEM optimization procedure and optimal criteria method using mathematical programming. The main points of this paper are the explanation of the new compliant gripper structure and presentation of the gripper behavior during grasping and lifting the gripping objects.

1. Introduction

Significant efforts have been made to find gripper designs simple enough to be easily built and controlled, in order to obtain practical systems. To overcome the limited success of the early gripper designs due to the cost of the control architecture, a special emphasis has been placed on the reduction of the number of degrees of freedom, thereby decreasing the number of actuators. The strategy for reducing the number of actuators while

preserving the hand capability to adapt its shape to the grasped object is referred to as underactuation. Papers [1,2,3] show that underactuation allows reproducing most of the grasping behaviors of the human hand, without augmenting the mechanical and control complexity.

A mechanism is said to be underactuated when it has fewer actuators than degrees of freedom. In order to achieve this goal, passive elastic elements are used.

Due to the multiple degrees of freedom of a single compliant joint, any compliant mechanism [4,5,6] can be considered as an underactuated mechanism, i.e. with fewer actuators than degrees of mobility. Compliant underactuated grippers [7,8,9] show particular promise for use in unstructured environments, where object properties are not known *a priori* and sensing is prone to error. Finger compliance allows the gripper to passively conform to a wide range of objects while minimizing contact forces. Passive compliance offers additional benefits, particularly in impacts, where control loop delays may lead to poor control of contact forces.

2. Gripper Structure Topology

Compliant mechanisms attain their mobility from flexibility of their constituents as opposed to their rigid body counterparts that attain their mobility from hinges, bearings and sliders. The main advantages of compliant mechanisms are that they can be built using fewer parts, require fewer assembly processes and need no lubrication. Special care must be taken, however, in designing compliant mechanisms in order to obtain sufficient mobility and safety against failure due to fatigue.

Only the fully compliant mechanism could establish the adaptable behavior of the gripper. To determine the optimal design of the fully compliant underactuated adaptive gripper, many FEM simulations of the gripper designs were performed [7] for every changing design parameter (Figure 1(a)). The optimized design of the gripper is shown in Figure 1(b). The FEM simulations were made to verify the design for two target functions of the gripper, accommodation to concave and convex shapes of a grasping objects. The accommodation of the gripper to many other shapes of a grasping object was verified as well (Figure 2) and it was proven that the gripper could accommodate different shapes and sizes of the grasping objects. The FEM analysis was performed in ABAQUS software with the following parameters and characteristics:

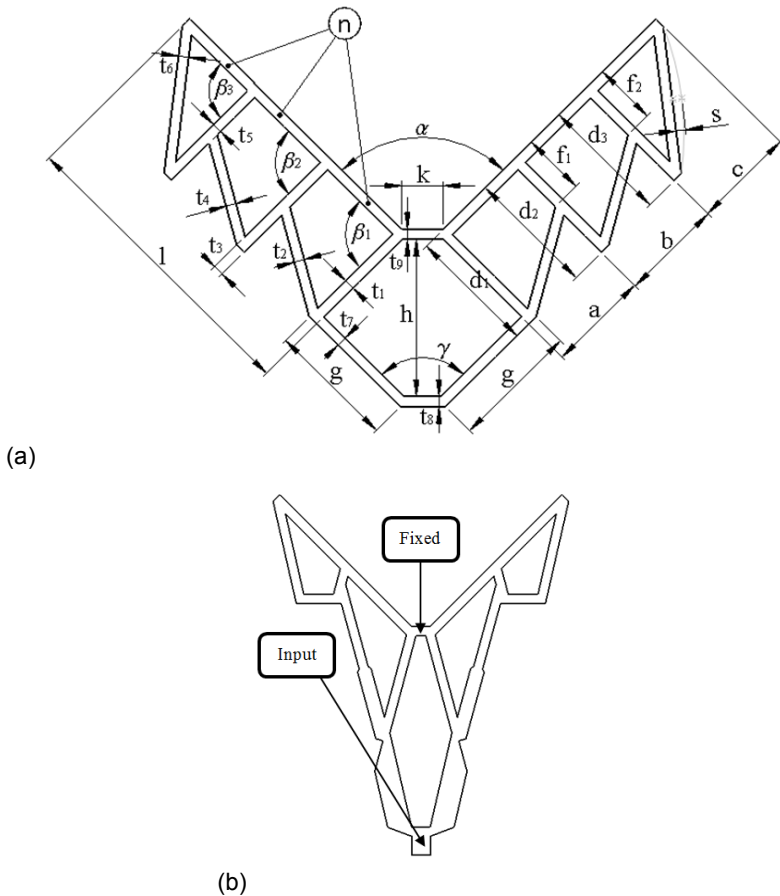


Fig. 1: Initial (a) and the optimized (b) gripper design

- grasping object as explicit discrete rigid element,
- finite element type for the object R3D4: a 4-node 3-D bilinear rigid quadrilateral, 1mm size,
- gripper material: silicone rubber (Yeoh hyperelastic model),
- solid and homogeneous section for the gripper,
- gripper as explicit 3D stress element,
- finite element type for the gripper C3D8R: an 8-node linear brick, reduced integration, hourglass control, 1mm size.

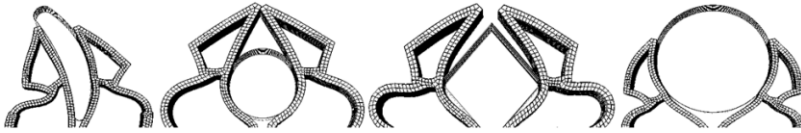


Fig. 2: Verification of the gripper functions for different shapes of grasping objects

Figure 3 shows the main gripper features. These are:

- the whole gripper structure represents one passive elastic structure (Figure 3(a));
- one active input actuator (Figure 3(b));
- for one active input, the gripper has multi-output contact points (Figure 3(b)).

The gripper accommodation to the cylindrical object with the radius $r=25$ mm is shown in Figure 3(b)). The gripper part which is fixed during gripping and holding of a grasped object is shown as well.

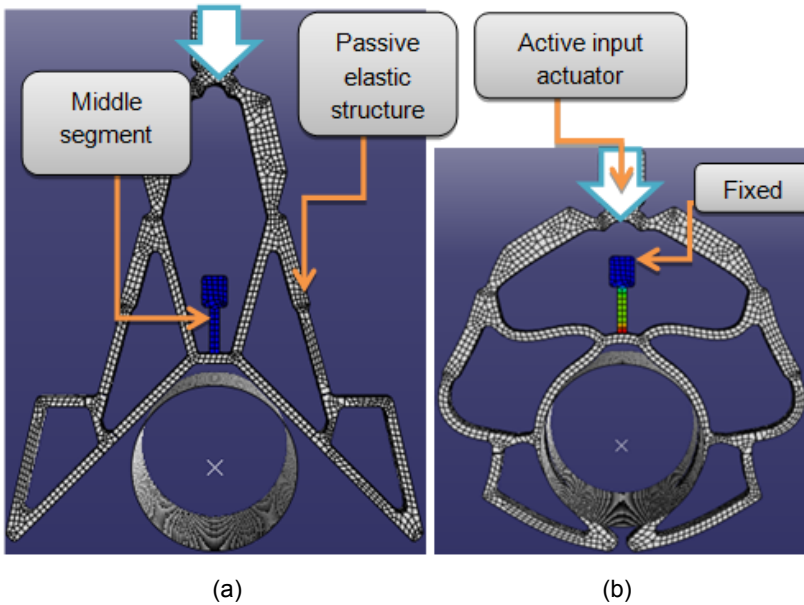


Fig. 3: The main features of the adaptive gripper

3. Gripper Manufacturing

The designed gripper model was made by press-curing from silicone rubber. The moulding tool for the gripper manufacturing and one extracted gripper from the tool are shown in Figure 4. The production of the gripper was executed in the Laboratory of Mechanism Technology Department, Faculty of Mechanical Engineering at Ilmenau University of Technology, Germany. In the beginning silicone rubber with different shore hardness was used i.e. 60, 70 and 80. According to experimental test, the best silicone shore was 70 and therefore Elastosil R420/70 was used for the gripper manufacturing.

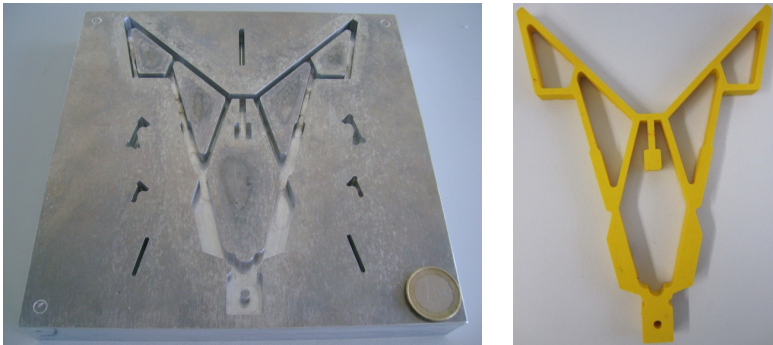


Fig. 4: The gripper manufacturing process; a) the moulding tool, b) produced gripper

4. Object Grasping and Lifting

The combination of underactuation and compliant mechanism leads to a gripper with high adaptability and the elasticity of the silicon rubber ensures a soft contact between the gripper and the grasped object. The only drawback for this designed gripper lies in its very high flexibility, i.e. it is not able to hold heavy objects. Therefore, the next analysis was the behavior estimation of the designed gripper model during the object grasping and lifting.

The emphasis was on the determination of the change in the middle segment stress while the grasping object weight increased (Figure 5), since the middle segment could be used for sensing purposes like detection of the exceeding weight of the grasping object. It was observed that for the designed gripper model the maximum weight of the grasping object for stable object grasping and lifting was 0.3 kg.

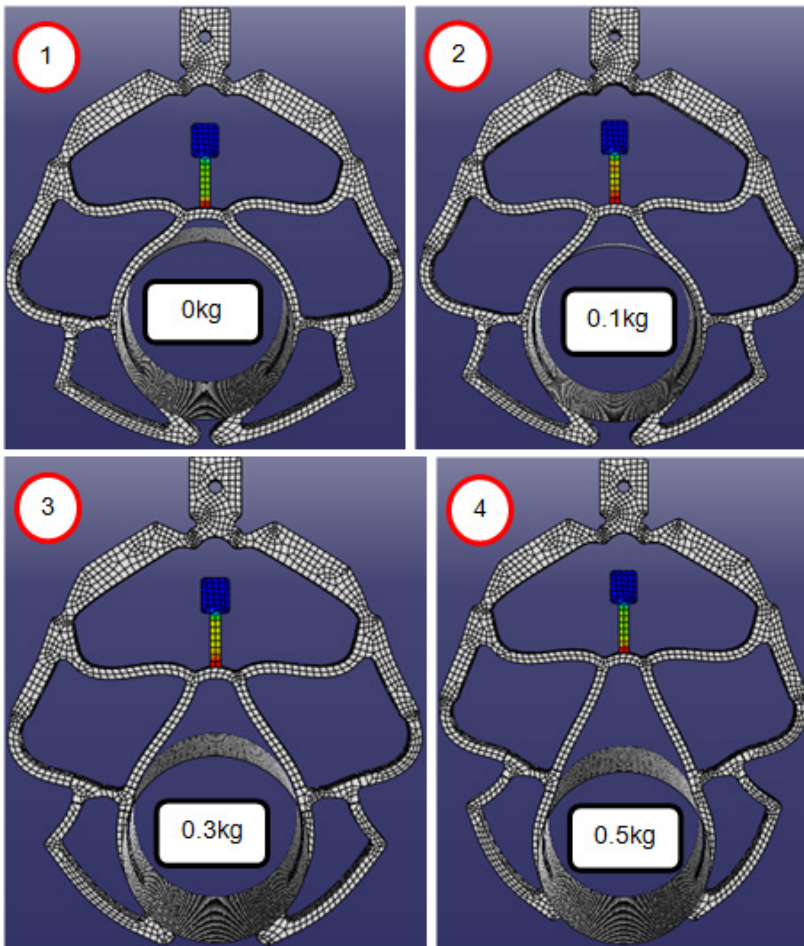


Fig. 5: Grasping and lifting the objects of different weight (in kilograms)

As already noted, the main emphasis was on the determination of the change in the middle segment stress during the object grasping and lifting. This features of the middle segment could be usefull for determining the maximum weight of the grasping object for the stable grasping. Figure 6 shows the change in the middle segment stress for these two steps in relation to gripper input displacement. Dotted blue line labels the middle sensor stress limit for the stable grasping and lifting of the object. Based on this analysis it is possible to develop a controller unit which would cancel the gripper lifting process if the middle sensor detects electrical and mechanical characteristics of the exceeding of the stable grasping and lifting.

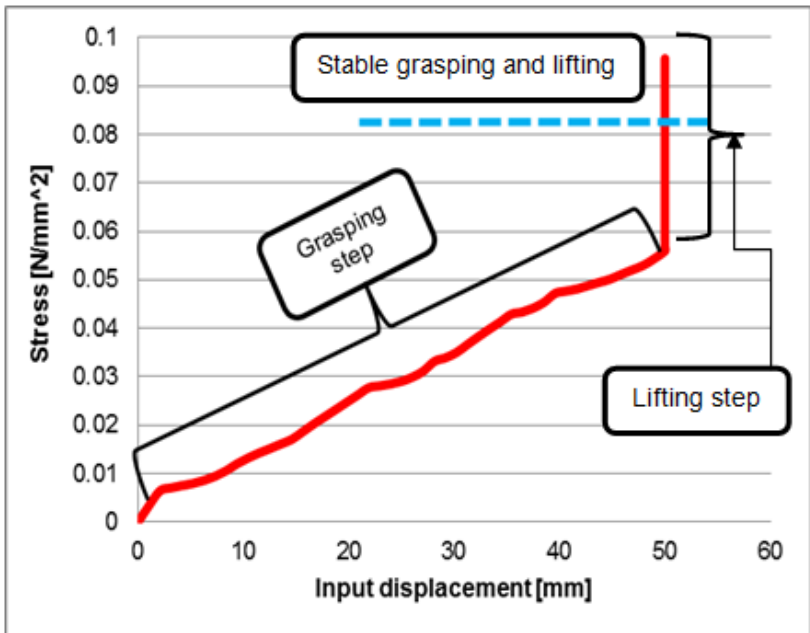


Fig. 6: Change in the middle segment stress for grasping and lifting the object

One of the solutions to handle the problem of the gripper high flexibility is to change the gripper material, e.g. use stiffer silicone rubber, but it has to be carefully performed since too stiff a material leads away from a compliant mechanism with distributed compliance.

Figure 7 shows the middle segment stress of the designed gripper for incremental increasing of grasping object weight. At stable object grasping and lifting, the middle segment stress was 0.083 N/mm^2 .

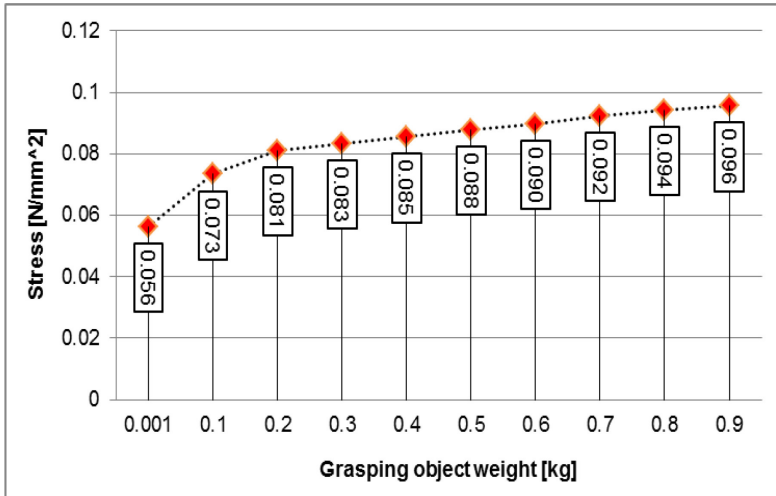


Fig. 7: Middle segment stress for incremental increasing of grasping object weight

5. Conclusion

The handling of irregular, unpredictably shaped and sensitive objects introduces demands on gripper flexibility and dexterity. Reaching the desired dexterity and adaptation capabilities requires the control of a lot of actuators and sensors. The dexterity can also be obtained by underactuation, which consists in equipping the finger with fewer actuators than the number of degrees of freedom. The flexibility can be reached by introducing compliant mechanisms with distributed compliance, i.e. fully compliant mechanisms. The combination of underactuation and compliant mechanisms leads to a gripper with high adaptability and sensibility. Another characteristic of compliant underactuated grippers is the elasticity of the silicon rubber which ensures a soft contact between the gripper and the grasped object, e.g. sensitive grasping.

According to our knowledge, the gripper principle utilized here is new and original. The main advantages of the compliant underactuated gripper are in its distributed compliance, simple manufacturing process, low cost and easy adaptation to any irregular object. The only drawback for this gripper lies in its very high flexibility, i.e. it is not able to hold heavy objects. One of the solutions to handle this problem is to change the gripper material, e.g. use stiffer silicone rubber, but it has to be carefully performed since too stiff a material leads away from a compliant mechanism with distributed compliance.

Acknowledgment

This paper is supported by Project Grant III44004 (2011-2014) financed by Ministry of Education and Science, Republic of Serbia

References

- [1] Carrozza M.C, Suppo C, Sebastiani F, Massa B, Vecchi F, Lazzarini R, Cutkosky M.R, Dario P, The SPRING Hand: Development of a Self-Adaptive Prosthesis for Restoring Natural Grasping, *Autonomous Robots* 16, 2004, 125-141
- [2] Montambault S, Gosselin C.M, Analysis of Underactuated Mechanical Grippers, *Journal of Mechanical Design* 123, 2001, 367-345
- [3] Fukaya N, Toyama S, Asfour T, Dillmann R, Montambault S, Gosselin C.M, Design of the TUAT/Karlsruhe humanoid hand, 2000 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2000, 1754-1759
- [4] Lu, K.-J., Kota, S, Parametrization strategy for optimization of shape morphing compliant mechanisms using load path representation, In: *Proceedings of DETC'03 ASME 2003 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* Chicago, Illinois USA, 2003, 693-702
- [5] Lu, K.-J., Kota, S, An effective method of synthesizing compliant adaptive structures using load path representation, *J. of Intelligent Material Syst. And Struct.* 16, 2005, 307-317
- [6] Lu, K.-J., Kota, S, Compliant mechanism synthesis for shape-change applications: preliminary results, *Smart Struct. And Materials*. 4693, 2002, 161-172

- [7] Petković, D., Issa, M., Pavlović, N.D., Zentner, L.: Passively Adaptive Compliant Gripper, Mechanisms, Mechanical Transmissions and Robotics, Applied Mechanics and Materials, Vol. 162, 2012, Trans Tech Publications, ISBN 978-3-03785-395-5, 316-325
- [8] Petković, D.; Pavlović, N.D.: A New Principle of Adaptive Compliant Gripper, Mechanisms, Transmission and Applications, Mechanisms and Machine Science, Vol. 3, 2012, XVI, Springer, ISBN 978-94-007-2726-7, 143-150
- [9] Petković, D., Issa, M., Pavlović, N.D., Zentner, L., Čojbašić, Ž.: Adaptive neuro fuzzy controller for adaptive compliant robotic gripper, Expert Systems with Applications, DOI: 10.1016/j.eswa.2012.05.072, Online First

SENSORELEMENTE AUS LEITFÄHIGEM SILIKON FÜR EINEN NACHGIEBIGEN GREIFER

Mirna Issa, Lena Zentner

Technische Universität Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, Fachgebiet
Mechanismentechnik, PO Box 100565, 98684 Ilmenau, Deutschland.

E-Mail: mirna.issa@tu-ilmenau.de, lena.zentner@tu-ilmenau.de

Kurzfassung

Das Ziel dieses Beitrages ist die Grundlagen zu schaffen, die erlauben sollen das leitfähige Silikon Powersil 466 A/B VP [1] als Sensorelemente zu verwenden. Deshalb werden Untersuchungen der Eigenschaften des leitfähigen Silikons in Abhängigkeit von verschiedenen Belastungen durchgeführt. Die Sensorelemente ändern unter der Einwirkung von Belastungen ihre elektrischen Eigenschaften. Dieser Beitrag präsentiert eine Anwendung dieses Materials als Sensorelemente für einen neuen nachgiebigen Greifer. Die Sensorelemente dieses Greifers haben zwei Funktionen; sie sind Teile der Greiferstruktur und sie geben grobe Information über den Greifprozess. Die Herstellungstechnologie des sensorisierten Greifers und die experimentellen Messungen werden in diesem Beitrag erläutert.

Abstract

The target of this paper is to create the foundation that allows using the conductive silicone rubber Powersil 466 A/B VP as sensor elements. Therefore, several investigations of electrical conductive silicone rubber characteristics in depending on different loads are carried out. The conductive silicone rubber changes its electrical properties under the loads. This paper presents an application for this material as sensor elements for a new compliant gripper. The sensor elements of this gripper have two

functions; they are parts of the gripper structure and they give rough information about the gripping process. The production process of the sensorized gripper and the experimental measurements is discussed in this paper.

1. Einleitung

Das leitfähige Silikon besteht aus nicht leitendem Elastomer, dem leitfähige Teilchen homogen beigemischt werden [2]. Das leitfähige Silikon hat die Fähigkeit, seinen elektrischen Widerstand infolge einer mechanischen Einwirkung, die zu Verformungen des Materials führt, zu ändern. Diese Eigenschaften prädestinieren das Material für die Anwendung in den Kraft- oder Verformungssensoren [3], [4].

Sensorisierte Systeme sind sehr wichtig im Bereich des Robotergreifens, insbesondere für Mensch-Maschine-Schnittstelle. In [5] wurde ein piezoelektrischer Polymerfilm als ein Kontakt-Sensor verwendet. Der Sensor ist an die Fingeroberfläche gebracht und reagiert auf die Veränderungen der Belastung beim Greifen und beim Manipulieren. Außerdem wird der Kontakt identifiziert. In [6] wurde ein neuer kommerzieller Sensor zum Erkennen eines Rutschvorganges dargestellt. Literaturquelle [7] zeigt eine Anwendung eines biomimetischen taktilen Sensors für Greifvorgänge.

Dieser Beitrag stellt die Anwendung vom leitfähigen Silikon als Sensorelemente dar, die in die Greiferstruktur eingebettet werden sollen. Die Sensorelemente sollen eine grobe Information über den Greifvorgang ermitteln können.

2. Untersuchung der Eigenschaften eines elektrisch leitfähigen Silikons

Die elektro-mechanischen Eigenschaften eines leitfähigen Silikons lassen sich von verschiedenen Faktoren beeinflussen. Einige Faktoren sind unerwünscht wegen ihrer negativen bzw. parasitären Wirkung auf das Einstellen sowie Verhalten des Widerstandes einer Probe. So können die Umgebungsbedingungen (Temperatur, Feuchtigkeit), Gestaltung der Verbindung von Silikonprobe zur Spannungsquelle etc. während der Fertigung die Einstellung des Anfangswiderstandes beeinflussen. Auch bei Untersuchungen von Proben, wobei eine gezielte mechanische Belastung

eingebraucht wird, können beispielsweise Temperaturschwankungen die Ergebnisse für den Widerstand verfälschen. Hingegen soll eine gezielt erzeugte mechanische Belastung den Widerstand einer Probe ändern, um sensorische Eigenschaften nachweislich zu erhalten. Die erwünschten und unerwünschten Faktoren, die zur Widerstandsänderung eines Probekörpers führen, sind in der Abbildung (1) strukturiert aufgelistet. Bei Fertigung und experimentellen Untersuchungen soll der Einfluss negativer Faktoren so klein wie möglich gehalten werden.

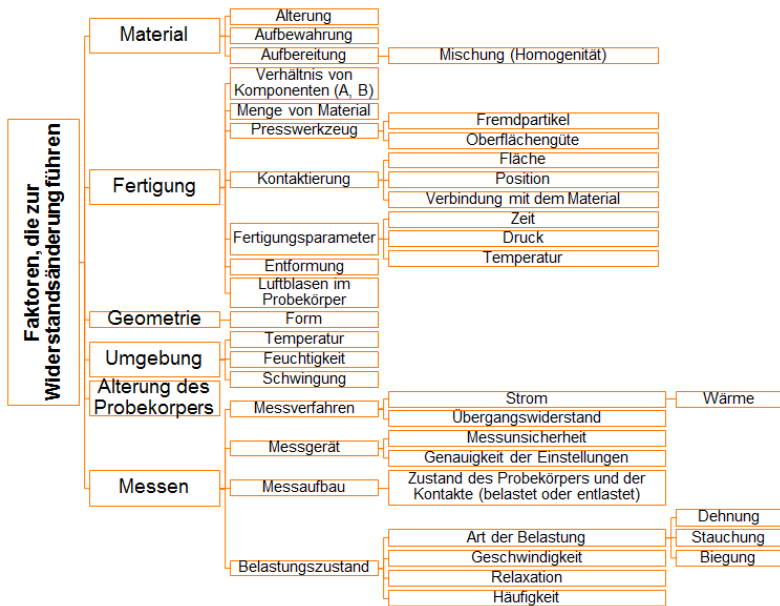


Abb. 1: Faktoren, die zur Widerstandsänderung führen

In diesem Beitrag stehen experimentelle Untersuchungen elektro-mechanischer Eigenschaften eines elektrisch leitfähigen Silikons im Mittelpunkt. Das Verhalten der Proben wird anhand der Widerstand-Dehnung-Abhängigkeiten charakterisiert, wobei diese während Zug- und Druckbelastungen aufgenommen werden. Die Messungen wurden mithilfe von ProLine Tisch-Prüfmaschine Z005 im Labor des Fachgebiets Mechanismentechnik an der Technischen Universität Ilmenau durchgeführt.

2.1. Untersuchung der Eigenschaften des elektrisch leitfähigen Silikons in Abhängigkeit von Zugbelastung

Verschiedene Versuche für mehrere Sensor-Proben mit zwei unterschiedlichen Geschwindigkeiten wurden durchgeführt. Das Ziel ist die Bestimmung der Bedingungen für die Vorkonditionierung und des Arbeitsbereichs vom elektrisch leitfähigen Silikon Powersil 466 A/B VP.

2.1.1. Fertigung der Sensor-Proben

Die Probe besteht aus fünf Teilen. Der erste Teil wird aus einem elektrisch leitfähigen Silikon (Powersil 466 A/B VP Shorehärte A 37) mit den Abmessungen $100 \times 2 \times 5 \text{ mm}^3$ hergestellt. Für die anderen Teile wird das nichtleitende Silikon (Elastosil ® R 420 Shorehärte A 70 MH C₁) benutzt. Die Abmessungen von jedem Teil sind $10 \times 11,5 \times 5 \text{ mm}^3$. Die fünf Teile sind durch eine spezielle Technologie verbunden, nämlich, das vorgefertigte leitfähige Silikonteil wird mit dem rohen nichtleitenden Silikon zusammengepresst, d. h., der Fertigungsprozess besteht aus zwei Schritten.

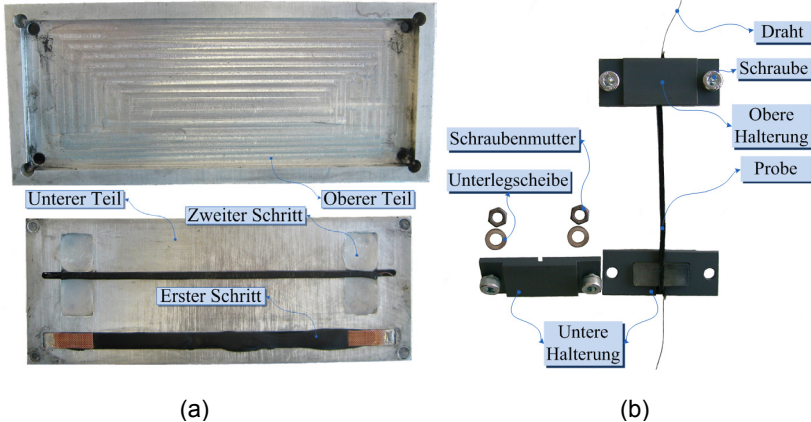


Abb. 2: a) Presswerkzeug, b) Halterung mit Probe

Ein Presswerkzeug wird für die Fertigung von Proben hergestellt (Abb. 2a). Im ersten Schritt wird der Teil aus leitfähigem Silikon mit den elektrischen Kontakten (Kupfernetz) an beiden Enden des Teils gefertigt. Im zweiten Schritt wird der bereits hergestellte leitfähige Teil mit dem nichtleitenden

Silikon verbunden, wobei die andern vier Teile entstehen. Dadurch, dass diese aus nichtleitendem Silikon bestehen, können sie den elektrischen Widerstand der Probe nicht verfälschen. Diese Teile ermöglichen die Benutzung einer Halterung während der Zugversuche (Abb. 2b), dabei wird die Probe von allen anderen Belastungen z. B. Druckkraft entlastet. Bei dieser Herangehensweise werden einzelne Kontaktelemente beim Ziehen der Probe ebenfalls nicht beeinflusst.

2.1.2. Zugversuche für Sensor-Proben aus Powersil 466 A/B VP

Mehrere Zugversuche mit Variation der Geschwindigkeit wurden durchgeführt, um den Verlauf des elektrischen Widerstandes vom Silikon zu ermitteln.

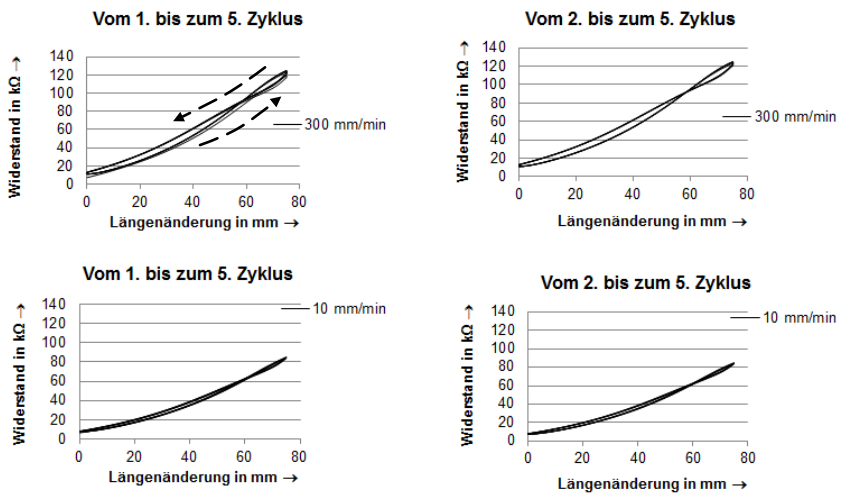


Abb. 3: Uniaxialer Zugversuch von Sensor-Proben aus Powersil 466 A/B VP, Vorkraft: 1,3 N, Dehnung: 100 %, Entlastung: 0 %, Wartezeit: 10 s, Anzahl der Zyklen: 5

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen zeigen, dass die Sensorelemente mindesten bis 100 % mit immer steigendem Widerstand gedehnt werden können. Die Kurven liegen ab dem zweiten Zyklus nah aneinander. Außerdem beeinflusst die Geschwindigkeit den Verlauf des Widerstandes. Je höher die Geschwindigkeit ist, desto ausgeprägter sind die

Widerstandsänderung und die Hysterese (Abb. 3). Dennoch wird der Widerstand nach mehreren Zyklen immer kleiner. Weiterhin wurde festgestellt, dass nach mehreren Dehnungen eine Restverformung entsteht, welche vermieden werden muss, um ein Signal als eine Widerstandsänderung zu erhalten. Demzufolge sollen die Sensorelemente in ein System vorgespannt eingebaut werden.

Hinzu wurde der Widerstand bei konstanter Dehnung gemessen, um eine Abhängigkeit des Widerstandes von der Zeit zu ermitteln (Abb. 4). Der Test wurde folgendermaßen durchgeführt: einem Setzzyklus mit Dehnung von 100 % folgt eine Messphase, die aus einer Dehnung von 100 % besteht, danach wird Haltezeit 15 h eingehalten und schließlich bis zu 0 % entlastet. Die Prüfgeschwindigkeit betrug dabei 10 mm/min.

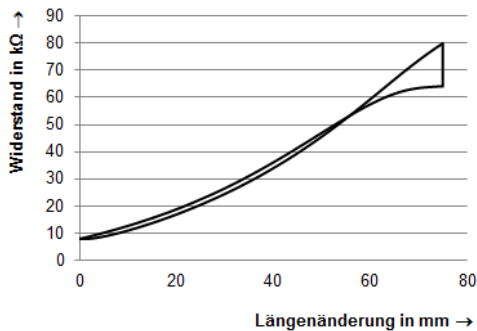


Abb. 4: Die Abhängigkeit des Widerstandes von der Zeit mit Relaxation der Sensor-Probe

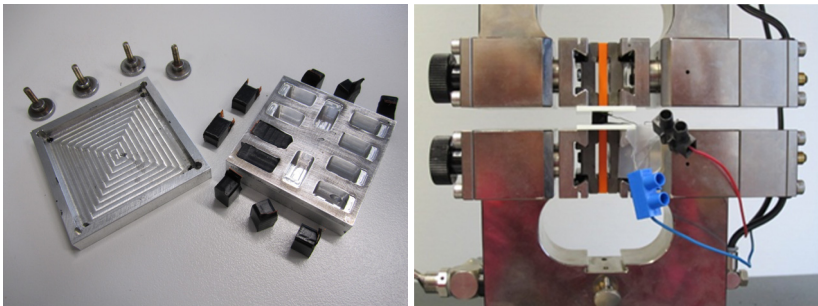
Diese Untersuchung zeigt, dass der elektrische Widerstand bei konstanter Dehnung abnimmt. Das Verhalten spiegelt somit die Spannungsrelaxation der viskoelastischen Materialien (Polymeren). Die Spannungsrelaxation wird durch die Diffusionsvorgänge im Gefüge begründet, was wiederum den elektrischen Widerstand beeinflussen könnte.

2.2. Untersuchung der Eigenschaften des elektrisch leitfähigen Silikons in Abhängigkeit von Druckbelastung

Verschiedene Versuche mit zwei unterschiedlichen Geschwindigkeiten wurden an mehreren Sensor-Proben durchgeführt, um das Verhalten dieses Materials unter Druckbelastung zu bestimmen.

2.2.1. Fertigung der Sensor-Proben

Für Fertigung der Sensor-Probe wurde ein Presswerkzeug aus Aluminium benutzt (siehe [4]). Die Sensor-Probe hat die Abmessungen von 9 mm Dicke, 9 mm Breite und 15 mm Länge (Abb. 5).



(a)

(b)

Abb. 5: a) Sensor-Proben mit dem Presswerkzeug, b) Versuchsaufbau

2.2.2. Druckversuche für Sensor-Proben aus Powersil 466 A/B VP

Der elektrische Widerstand von Powersil 466 A/B VP steigt unter der Druckbelastung. Der folgende Test zeigt das Verhalten dieses Materials unter mechanischen Belastungen (Abb. 6).

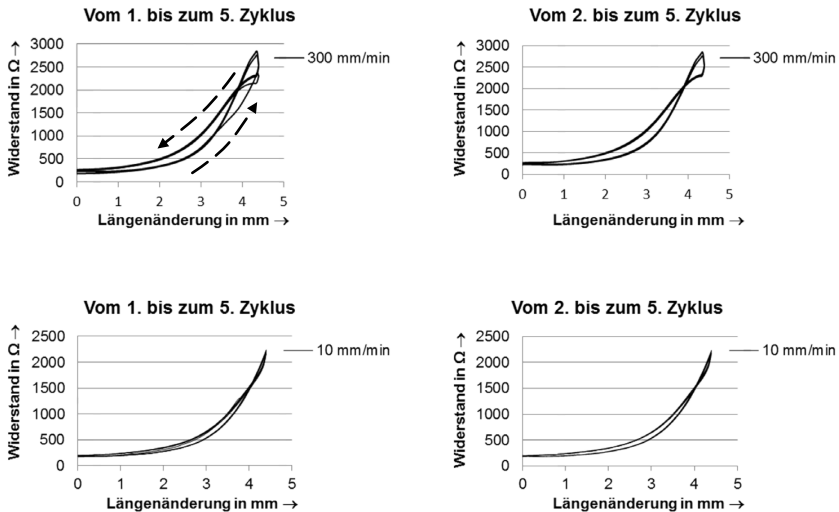


Abb. 6: Uniaxialer Druckversuch von Sensor-Proben aus Powersil 466 A/B VP; Vorkraft: 10 N, Stauchung: 50 %, Entlastung: 0 %, Wartezeit: 10 s, Anzahl der Zyklen: 5

Die Kurven zeigen, dass die ersten zwei Zyklen von anderen Zyklen sich unterscheiden, d. h. ein annähernd konstantes Werkstoffverhalten stellt sich nach mindesten 3 Belastungszyklen ein. Deshalb wird es empfohlen, ein Sensorelement mindestens 3 Mal zu belasten, um eine Vorkonditionierung zu erreichen. Dennoch sind die Widerstandsänderung und die Hysterese bei kleiner Geschwindigkeit kleiner als bei höherer Geschwindigkeit. Die Sensor-Probe wird nach mehreren Zyklen flacher, was zum falschen Signal und ungewünschten Leerlauf bei einer Anwendung führen kann. Aus diesem Grund wurde eine Vorkraft benutzt und für die Anwendungen empfohlen.

Eine Zyklische Belastung mit maximaler Dehnung von 25 % wurde für 5 verschiedene Proben durchgeführt (Abb. 7).

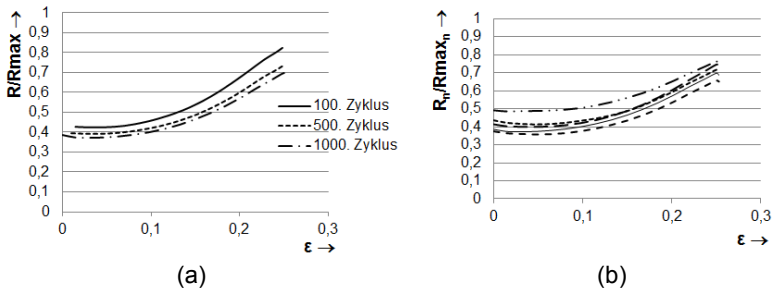


Abb. 7: Zyklische Belastung; Vorkraft: 3,5 N, Dehnung: 25 %, Entlastung: 0 %, Prüfgeschwindigkeit: 300 mm/min, Anzahl der Zyklen: 1000, (a) verschiedene Zyklen für ein Sensorelement, (b) das 1000. Zyklus für 5 unterschiedliche Sensorelemente

Abbildung (7a) zeigt, dass der Widerstand immer kleiner nach mehreren Zyklen wird. In der Abbildung (7b) sind Verläufe des Widerstandes für fünf unterschiedliche Sensor-Proben dargestellt.

3. Anwendung von Powersil 466 A/B als Sensorelemente in einem nachgiebigen Greifer

Ein nachgiebiger Greifer (Abb. 8) wurde an der Universität Nis in Serbien entworfen (siehe [8]). In diesem Beitrag wird nur die Sensorisierung des Greifers betrachtet.



Abb. 8: Nachgiebiger Greifer ohne Sensorelemente aus [8]

3.1. Entwurfs- und Fertigungsprozess der Sensorelemente

Die Sensorelemente können im Greifer an der Kontaktfläche mit dem Objekt eingebaut werden (wie ein externer Teil), oder sie können in die Greiferstruktur eingebettet werden. In diesem Beitrag werden nur die eingebetteten Sensorelemente betrachtet. Ein Vorteil dabei besteht darin, dass die eingebetteten Sensorelemente gleichzeitig Teile der Struktur sind und eine Information über den Greifprozess liefern. Diese Multifunktionalität erlaubt kompakte Bauweise und erhöht die Flexibilität eines nachgiebigen Systems.

Der erste Schritt des Entwurfsprozesses ist die passenden Stellen der Sensorelemente in der Greiferstruktur zu ermitteln. Ein Kriterium dafür ist die höchste Änderung der mechanischen Spannung unter einer Belastung, die beim Greifen entsteht. Diese Belastung würde durch die aufgetretene Verformung zur Änderung des elektrischen Widerstandes der Sensorelemente führen. Deswegen werden FEM-Simulationen zur Ermittlung dieser entsprechenden Stellen verwendet (Abb. 9a, Abb. 9b).

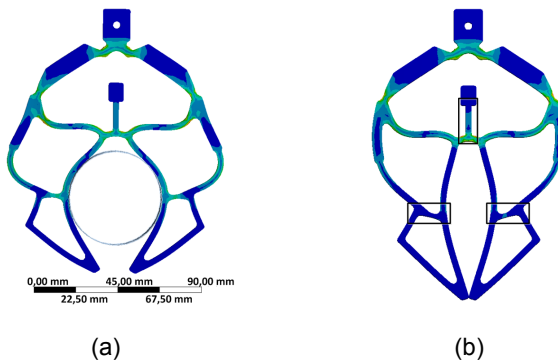


Abb. 9: Simulierter Greifer mit der Spannungsverteilung beim Greifen;
a) mit Objekt, b) ohne Objekt

Entsprechend den Simulationsergebnissen sind die Stellen, die in der (Abb. 9b) gezeigt sind, als Sensorelemente geeignet, weil der Spannungsunterschied zwischen dem Greifen mit und ohne Objekt hier am größten ist. Außerdem wird eine weitere Stelle, wo nur Zugbelastung wirkt, ausgewählt (Abb. 9b). Diese Bereiche sollen aus leitfähigem Silikon gefertigt und in die Greiferstruktur eingebettet werden.

Für die Fertigung des sensorisierten nachgiebigen Greifers wurde die gleiche Technologie wie im Abschnitt (2.1.1) benutzt. Die Fertigung wurde in zwei Schritten gemacht. Im ersten Schritt wurden nur die Sensorelemente aus einem leitfähigen Silikon im Presswerkzeug heiß gepresst. Im zweiten Schritt wurden die hergestellten Sensorelemente in ihren geplanten Positionen in dem Hohlraum der Greiferstruktur im Presswerkzeug platziert. Die leer verbleibenden Stellen in der Greiferstruktur wurden mit dem nichtleitenden Silikon ausgefüllt und dann zusammenvulkanisiert (Abb. 10).

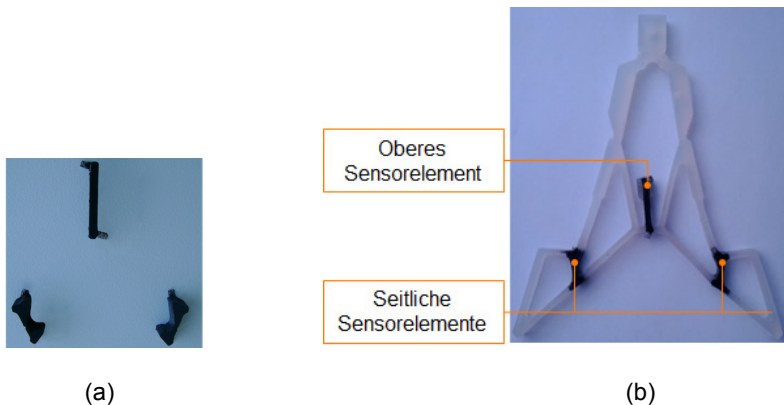


Abb. 10: a) Sensorelemente nach dem ersten Fertigungsschritt,
b) sensorisierter nachgiebiger Greifer nach dem zweiten
Fertigungsschritt

3.2. Experimentelle Ergebnisse

Die Messungen an den Sensorelementen während des Greifens wurden mithilfe der ProLine Tisch-Prüfmaschine Z005 im Labor des Fachgebiets Mechanismentechnik an der Technischen Universität Ilmenau durchgeführt. Die in diesem Beitrag präsentierten Ergebnisse sind nur anhand eines der beiden seitlichen Sensorelemente ermittelt. Das obere Sensorelement wurde hier nicht näher betrachtet, da die Messergebnisse der drei Sensorelemente einen qualitativ ähnlichen Charakter besitzen.

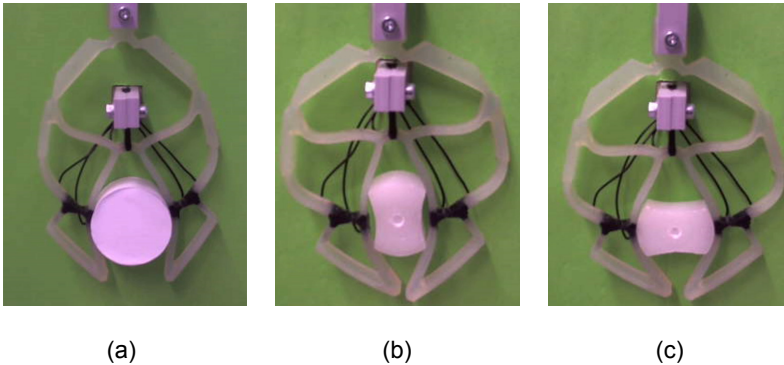


Abb. 11: Greifen von verschiedenen Objekten; a) rundes Objekt, b), c) Objekt mit verschiedenen Seitenlängen

Die benutzten Parameter des Tests für die Betätigung des Greifers sind wie folgt: Die Eingangsverschiebung beträgt 45 bzw. 50 mm und die Bewegungsgeschwindigkeit ist 300 mm/min. Für diese Experimente wurden verschiedene Objekte benutzt (Abb. 11).

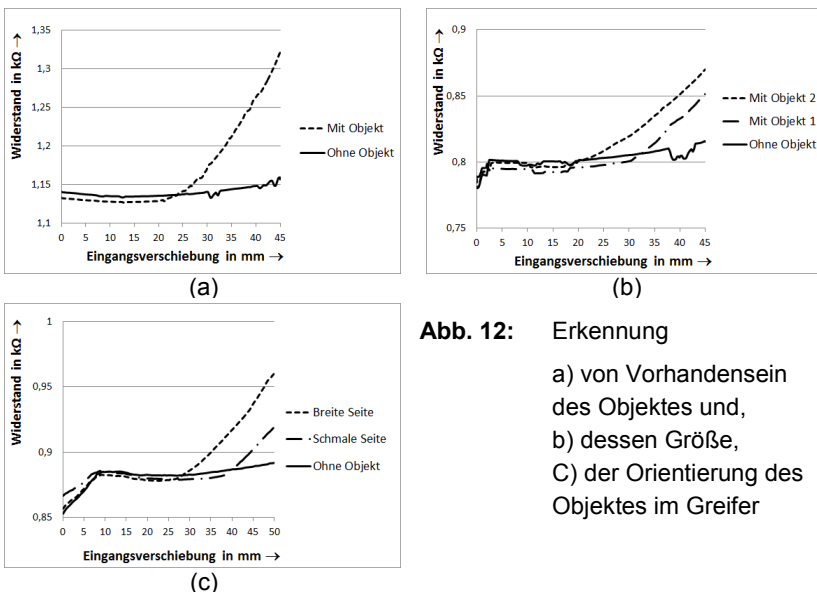


Abb. 12: Erkennung
a) von Vorhandensein
des Objektes und,
b) dessen Größe,
c) der Orientierung des
Objektes im Greifer

Laut der Messergebnisse werden die Sensorelemente das Vorhandensein eines Objekts erfassen. Außerdem werden die Objekte, wie in der Abb. (11a), mit unterschiedlichen Durchmessern (42 mm und 35 mm) erkannt. Hinzu wird die Orientierung eines Objektes, dessen Seitenlängen unterschiedlich sind (Abb. 11b, 11c), im Greifer identifiziert (siehe Abb. 12).

4. Zusammenfassung

Ein Sensorelement aus Powersil 466 A/B VP Shorehärte A 37 hat ein relativ stabiles elektrisches Verhalten unter den mechanischen Belastungen. Deswegen ist das Sensorelement verwendbar für solche Anwendungen, die nur qualitative Auswertung fordern. In diesem Beitrag ist die Anwendung von Powersil 466 A/B VP als Sensorelemente in einem nachgiebigen Greifer beschrieben. Die Nachteile dieser Sensorelemente sind Probleme bei den elektrischen Kontaktierungen, die möglicherweise für Schwankung des Widerstandes verantwortlich sind. Aber dieses Problem ist nur bei der quantitativen Auswertung von Interesse. Andere Nachteile sind eine hohe Ausschussquote bei der Fertigung (ca. 50 %) und ein aufwändiger Fertigungsprozess (mind. 4 h für einen Greifer). Die wichtigsten Vorteile dieses Greifers bestehen in ihren eingebetteten Sensorelementen, die zwei wichtige Funktionen haben. Diese sind Teile der Greiferstruktur und geben grobe Informationen über das gegriffene Objekt. Die Sensorelemente detektieren das Vorhandensein eines Objekts, Objekte mit unterschiedlichen Größen und die Orientierung eines Objektes im Greifer, dessen Seitenlängen unterschiedlich sind.

Danksagung

Die Autoren möchten sich bei Herrn Dipl.-Ing. D. Petkovic und Herrn Prof. N.D. Pavlovic für eine gute Zusammenarbeit bedanken.

Literatur

- [1] Powersill 466 A/B VP, Technisches Datenblatt, Wacker Chemie
- [2] K.G. Princy; R. Joseph; C.S.Kartha: Studies on conductive silicone rubber compounds. In: Journal of Applied Polymer Science, 69, (1998), 1043-1050
- [3] L. Valenta; A. Bojtos: Mechanical and electrical testing of electrically conductive silicone rubber. In: Journal of Materials Science Forum Vol. 589, (2008), 179-184
- [4] M. Issa; D. Petkovic; N.D. Pavlovic; L. Zentner: Embedded- sensing elements made of conductive silicone rubber for compliant robotic joint. In Proceedings of the 56th IWK, International Scientific Colloquium, Ilmenau University of Technology, (2011), page 73
- [5] A.M. Dollar; L.P. Jentoft; J.H. Gao; R.D. Howe: Contact sensing and grasping performance of compliant hands. In: Journal of: AUTONOMOUS ROBOTS, 28, (2010), 65-75
- [6] A.M. Zaki; A.M. Soliman; O.A. Mahgoub; A.M. El-Shafei: Design and Implementation of Efficient Intelligent Robotic Gripper. The 2010 IEEE International Conference on Modelling, Identification and Control (ICMIC), (2010), 710 - 716
- [7] N. Wettels; A.R. Parnandi; J.H. Moon; G.E. Loeb; G.S. Sukhatme: Grip Control Using Biomimetic Tactile Sensing Systems, IEEE/ASME Transactions On Mechatronics, 14, (2009), 718- 723
- [8] D. Petkovic; M. Issa; N.D. Pavlovic; L. Zentner: Passively Adaptive Compliant Gripper. In: Journal of: Applied Mechanics and Materials, 162, (2012), 316-325

RICHTUNGSABHÄNGIGER BERÜHRUNGSSENSOR ZUR SENSORISIERUNG VON NACHGIEBIGEN MECHANISMEN

Alexandra Chaykina, Stefan Griebel*, Lena Zentner**

* TU Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik, Ilmenau

Kurzfassung

In diesem Beitrag wird ein Prinzip eines richtungsabhängigen Berührungssensors aus leitfähigem Silikon für monolithische, nachgiebige Mechanismen vorgestellt. Das Prinzip basiert auf der Abhängigkeit der elektrischen Eigenschaften eines leitfähigen Silikons von dem mechanischen Belastungszustand. Durch Integration des Sensors aus leitfähigem Silikon in einen halbkugelförmigen, nachgiebigen Mechanismus aus nicht leitfähigem Silikon können neun Richtungen einer äußeren Krafteinwirkung unterschieden werden. Hierdurch wird das Potential einer sensorischen Erweiterung von nachgiebigen Mechanismen aufgezeigt.

Abstract

This paper presents a principle of a directional tactile sensor consisting of conductive silicone rubber for monolithic compliant mechanisms. The principle is based on the dependence of electric properties on mechanical stress state of conductive silicone rubber. By integration of the sensor consisting of conductive silicone rubber into a hemispheric, compliant mechanism, it is possible to differentiate nine directions of an external force effect. Hence, the potential of a sensory extension of compliant mechanisms is demonstrated.

1. Einführung

Nachgiebige Mechanismen finden ihre Anwendung in der Medizintechnik, an der Schnittstelle zwischen Maschine und biologischen Objekt und bei Manipulations- und Lokomotionsaufgaben [1]. Das Verhalten der nachgiebigen Mechanismen kann zum einen durch die geometrischen und zum anderen durch die stofflichen Parameter beeinflusst und festgelegt werden. Ein für diese Mechanismen durch seine stofflichen Eigenschaften geeignetes Material ist Silikon, welches für alle weiteren Betrachtungen herangezogen wird. Besonders für die Anwendungen am und im biologischen Objekt zeichnen sich die Eigenschaften dieses Materials, wie z. B. der geringe E-Modul, die Biokompatibilität und die große Verformungsfähigkeit, besonders aus.

Die Vorteile von nachgiebigen Mechanismen im Allgemeinen sind: die Möglichkeit der monolithischen und einfachen Fertigung sowie die gute Voraussetzung zur Miniaturisierung. Durch die Verringerung der Anzahl von Bauteilen ist mit weniger Reibung bzw. Schmierungs- und Wartungsaufwand zu rechnen. Nachteilig sind die Ermüdungserscheinungen des polymeren Materials bei großen Verformungen sowie die nur geringe Rissbeständigkeit.

Wenn die Sensorik innerhalb des nachgiebigen Mechanismus gewünscht oder notwendig ist, so sollte diese ähnliche mechanische Eigenschaften aufweisen wie das verwendete Material des nachgiebigen Mechanismus. Dies ist notwendig, um dessen gewünschtes Verformungsverhalten bei äußerer Belastung möglichst nicht zu beeinflussen.

Eine Möglichkeit für die Integration von Sensorik bieten leitfähige Polymere. Diese weisen aufgrund der im Material beinhalteten Füllstoffe, wie z. B. Ruß, eine elektrische Leitfähigkeit grösser Null auf [2]. Werden diese leitfähigen Polymere gedehnt, kommt es zu einer Veränderung der Leitfähigkeit und somit zur Vergrößerung des spezifischen Widerstandes [3]. Dieser Effekt kann für eine sensorische Erweiterung der nachgiebigen Mechanismen verwendet werden.

Hierdurch können Einflüsse sowie Zustandsänderungen der Außenwelt, z. B. das Wirken einer äußeren Kraft oder eine Temperaturänderung, detektiert werden und als Eingangsgröße für eine Regelung des Gesamtsystems verwendet werden.

Eine mögliche Umsetzung zur Lokalisation der Position von 121 einzelnen Druckpunkten innerhalb einer planaren Ebene zeigt die Arbeit von Spiel-

mann [4]. Dieser entwickelte eine ca. 1,3 mm dicke Sensorfolie bestehend aus vier einzelnen Silikonschichten. Aufbauend auf einer 0,4 mm dicken nicht leitenden Silikonträgerfolie wurden zwei senkrecht zueinander liegende, 0,3 mm starke, elektrisch leitfähige Silikonstreifenebenen aufgelegt. Die jeweils elf einzelnen Silikonstreifen wurden durch eine 0,2 mm starke nicht-leitende Silikonfolie voneinander getrennt. Nachteilig erscheint hier die aufwendige Sandwich-Bauweise sowie fehlende Detektion mehrerer Druckpunkte gleichzeitig.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines Berührungssensors zur Richtungsdetektion für einen halbkugelförmigen nachgiebigen Mechanismus. Dafür müssen folgende Teilaufgaben gelöst werden:

- Erbringung eines Nachweises, dass das gewählte leitfähige Material als Sensormaterial verwendet werden kann;
- Erarbeitung eines Konzeptes für die Anordnung des Sensormaterials zur Detektion von mehreren Richtungen der Krafteinwirkung gleichzeitig, angewendet auf den gewählten nachgiebigen halbkugelförmigen Mechanismus;
- Integration des sensorischen Materials in den Mechanismus als Fertigungsprozessschritt;
- Funktionsnachweis des richtungsabhängigen Berührungssensors.

2. Material und Methoden

2.1. Leitfähiges Polymer und Versuchsstand

Als Material für den Sensor wurde das leitfähige Silikon POWERSIL® 466 A/B VP der Firma Wacker [5] mit einer Shore-Härte von 37 und einem spezifischen Durchgangswiderstand von $50 \Omega\text{-cm}$ untersucht. Das Material hat geeignete mechanische und stabile elektrische Eigenschaften. Die Vernetzung von POWERSIL® 466 A/B VP erfolgt bei der Temperatur von 165°C . Zur Einstellung der endgültigen Eigenschaften muss das Silikon nach der Vulkanisation 4 h bei 200°C getempert werden.

Zur Untersuchung der Widerstandsänderung des Silikons unter verschiedenen Belastungszuständen wurden an Silikon-Proben uniaxiale Zugversuche durchgeführt. Die Zugproben/Sensorelemente wiesen eine Einspannlänge

von 100 mm, sowie eine Querschnittsfläche von $0,5 \times 5 \text{ mm}^2$ auf. Auf jeder Seite des Probekörpers wurde ein Kupferdrahtnetz einvulkanisiert und jeweils mit einem Kabel elektrisch kontaktiert. Dieser Bereich wurde beidseits, monolithisch mit einem nicht leitfähigem Silikonkörper (im weiteren Verlauf Kontaktkörper genannt) verbunden. Der im Querschnitt um ein Vielfaches als die Zugprobe größere Kontaktkörper wurde formschlüssig in eine Haltevorrichtung für eine Materialprüfmaschine beidseits fixiert, um eine Zugentlastung der Kontaktierung zu erreichen.

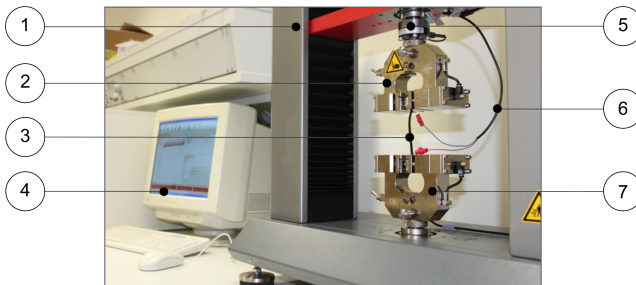


Abb. 1: Versuchsstand mit eingespannter Zugprobe:

- 1 Materialprüfmaschine, 2 obere pneumatische Spannbacke,
- 3 Zugprobe, 4 Mess- und Steuerrechner, 5 Kraftsensor,
- 6 elektrische Kontaktierung, 7 untere pneumatische Spannbacke

Es wurden zyklische Zugversuche durchgeführt. Hierzu wurde eine Materialprüfmaschine der Firma Zwick Roell (ProLine Tisch-Prüfmaschine Z005), die mit einem Mess- und Steuerrechner ausgestattet ist, eingesetzt (vgl. Abb.1).

Zur Ermittlung der Widerstandsänderung der Proben unter Belastung wurde ein Spannungsteiler (Halbbrücke) verwendet.

2.2 Voruntersuchungen des leitfähigen Silikons

Zusammenhänge zwischen elektrischen und mechanischen Parametern von verschiedenen leitfähigen Polymeren sind u. a. in den Arbeiten [6]-[8] beschrieben. Hierauf beruhend wurde die Untersuchungsmethodik von POWERSIL® 466 A/B VP ausgearbeitet. Ziel des zu entwickelnden Berührungssensors ist, die Richtung kleiner, äußerer Kräfte ($< 1 \text{ N}$) anzuzeigen. Aus diesem Grund wurden die elektrischen Eigenschaften von POWERSIL® 466 A/B VP unter verschiedenen maximalen Dehnungen ermittelt. Zur Aus-

wertung wurden die Änderungen des elektrischen Widerstandes während der mechanischen Zugbelastung ausgewertet. Die Ergebnisse dieser Messungen dienen der Charakterisierung der Sensorelemente und erleichtern die Erstellung eines Algorithmus zur späteren Datenverarbeitung.

Um das Dehnungs-/Widerstandsänderungsverhalten bei den zyklischen Be- und Entlastungen zu erfassen, wurden jeweils ohne Pause 25 Dehnungs-/Entspannungszyklen mit einer Geschwindigkeit von jeweils 500 mm/min für eine maximale Dehnung von 5 %, 10 % und 15 % durchgeführt. Wegen des qualitativ ähnlichen Verlaufs der auf den Widerstand R_{start} bezogenen Änderung ΔR , sind für drei Dehnungsbereiche die Be- und Entlastungskurven für eine maximale Dehnung von 5 % in der Abbildung 2 dargestellt. Dabei entspricht R_{start} der Größe des Widerstandes der entlasteten Zugprobe.

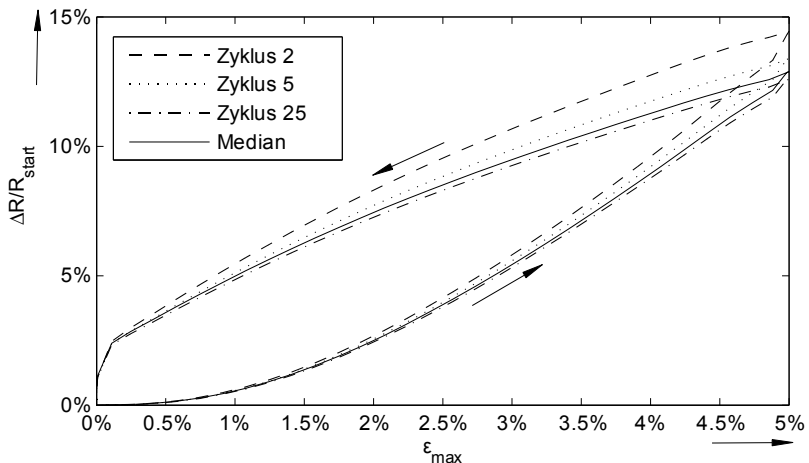


Abb. 2: Zyklischer Zugversuch: Darstellungen der Widerstandsänderung über die Dehnung bei maximaler Dehnung von 5 % unter steigender Belastungszyklenzahl

Dargestellt sind jeweils der 2., 5. und 25. Zyklus sowie der Median der 25 Zyklen von einer Probe.

Die Widerstandsänderung wurde mit folgender Formel ermittelt:

$$\Delta R = R - R_{start}, \quad (2.1)$$

Die Voruntersuchungen der leitfähigen Silikonstreifen aus POWERSIL® 466 A/B VP haben zusammenfassend folgendes gezeigt:

- eine Längenänderung von der Silikonprobe führt zur Widerstandsvergrößerung der Probe;
- der Anstieg der Dehnungs-Widerstandsänderungskennlinie nimmt mit zunehmender Zykluszahl ab;
- die einzelnen Be-/Entlastungskurven nähern sich jeweils bei zunehmender Zykluszahl asymptotisch einander an;
- im Punkt der maximalen Dehnung sind die Werte der Neukurve größer als die der darauffolgenden Zyklen (da der Unterschied zwischen Neukurve und Median 10 % und mehr betragen kann, wurde die Neukurve nicht dargestellt und nicht betrachtet);
- die Änderung der auf den R_{start} bezogenen Widerstandsänderung bei einer maximalen Dehnung von 5 % nähert sich asymptotisch einen Wert von ca. 12 % an;
- bei größeren maximalen Dehnungen sind größere maximale Widerstandsänderungen zu erreichen; die beiden Größen verhalten sich überproportional zueinander.

Bezogen auf die Aufgabenstellung kann geschlussfolgert werden, dass sich das gewählte Material, POWERSIL® 466 A/B VP, als Sensormaterial für nachgiebige Mechanismen eignet.

3. Sensorisierung des nachgiebigen Mechanismus

3.1 Konzeptentwurf für die Anordnung der Sensorstreifen

Der zu sensorisierende Mechanismus hat die Form einer monolithischen Halbkugel, die aus dem Silikon Elastosil R420/30 [9] mit einer Shore-Härte von 30 gefertigt wurde. Die geometrischen Abmessungen können Abb. 3a entnommen werden. Als einfachste Prinziplösung für eine Richtungserkennung wurden zwei sich senkrecht kreuzende, leitfähige Silikonstreifen verwendet, die an den Enden jeweils zwei und im Kreuzungspunkt den 5. Kontaktpunkt boten. Hierfür wurde eine dünne Silikonfolie aus POWERSIL® 466 A/B VP mit der Dicke von 0,5 mm gefertigt, aus der danach ein Kreuz ausgeschnitten wurde. Das Kreuz wurde mit einem Silikonkleber Elastosil E41 [10] mit einer Shore-Härte von 30 auf den Mechanismus aufgeklebt. Auf die fünf Kontaktpunkte, P1 bis P4 und C, wurde das unvulkanisierte POWER-

SIL® 466 A/B VP aufgebracht und mit einem Kupferdrahtnetz einvulkanisiert. Das Kupferdrahtnetz wurde jeweils mit einem Draht elektrisch kontaktiert (vgl. Abb. 3b).

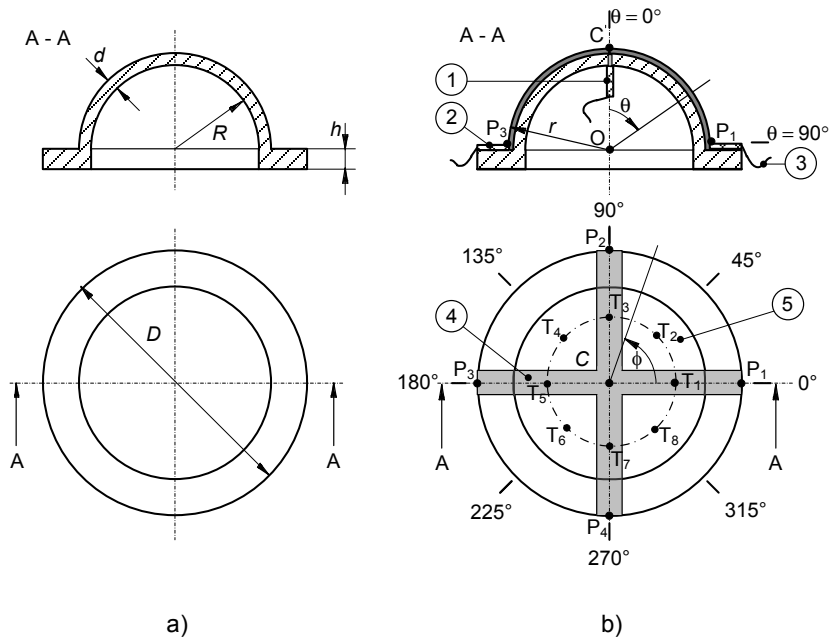


Abb. 3: a) Nachgiebiger Mechanismus in der Draufsicht und in der Schnittdarstellung: $d = 3 \text{ mm}$, $R = 31,85 \text{ mm}$, $h = 15 \text{ mm}$ und $D = 86 \text{ mm}$; b) Sensorisierter nachgiebiger Mechanismus in der Draufsicht und in der Schnittdarstellung: 1, 2 Kupferdrahtnetz, 3 elektrische Kontaktierung/Kabel, 4 Sensorstreifen aus leitfähigem Polymer; 5 nachgiebiger Mechanismus

3.2. Signalverarbeitung und -ausgabe

Zur Ermittlung der Widerstandsänderung der Sensorelemente wurden Spannungsteiler verwendet (vgl. Abb. 4). Je einer der vier Streifenendpunkte besitzt über den Streifenabschnitt und den Kreuzungspunkt einen dehnungsabhängigen Widerstand, der jeweils mit einem Referenzwiderstand eine Halbbrücke bildet. Im Falle einer Dehnung eines Streifenabschnittes konnte eine Spannungsänderung gemessen werden.

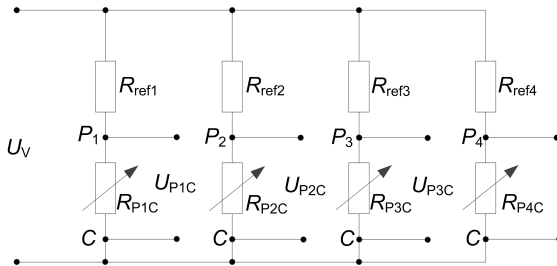


Abb. 4: Messschaltung: U_V - Versorgungsspannung; R_{PjC} - der zu ermittelnde Widerstand; $R_{ref,j}$ - Referenzwiderstand, U_{PjC} - Spannungsabfall über dem zu ermittelnden Widerstand

Die Signalverarbeitung und -ausgabe erfolgt über ein LabVIEW-Programm, das über ein Multifunktions-Datenerfassungsmodul (NI PCI-6221) mit der Messschaltung verbunden ist. Im Programm kann die Messfrequenz f zur Erfassung der Spannungsabfälle U_{PjC} für $j = 1, \dots, 4$ zwischen 0,5 und 20 Hz und der Schwellwert U_S für eine Spannungsänderung ΔU_{PjC} , für $j = 1, \dots, 4$, die eine Berührung detektiert, mit 16-Bit Genauigkeit eingestellt werden.

Das Auslesen der aktuellen Spannungen U_{PjC} der einzelnen Streifenabschnitte erfolgt parallel. Es wird jeweils die Differenz zwischen den Spannungsabfällen über den einzelnen leitfähigen polymeren Streifenabschnitten zweier zeitlich aufeinander folgenden Messungen ermittelt (siehe Formel 3.1).

$$\Delta U_{PjC} = |U_{PjC}(t_{i+1}) - U_{PjC}(t_i)|, \quad \text{mit } j \in 1, \dots, 4; i \in \mathbb{N} \text{ und } t_0 = 0 \quad (3.1)$$

Diese so gebildeten Differenzen werden mit dem Schwellwert verglichen.

$$\Delta U_{PjC} = \begin{cases} \geq U_S & \text{entsprechend zugeordnete LED leuchtet} \\ < U_S & \text{entsprechend zugeordnete LED leuchtet nicht} \end{cases} \quad (3.2)$$

Sind diese grösser oder gleich dem Schwellwert, wird die Richtung einer äußeren Kraft mittels LED¹ auf der Bedieneroberfläche (Front Panel) des Programmes (vgl. Abb. 5) angezeigt.

Eine Berührung wird bei Überschreiten einer von der Messfrequenz f und dem Schwellwert U_S abhängigen Verformungsänderung des nachgiebigen Mechanismus detektiert.

¹ LED: lichtemittierende Diode

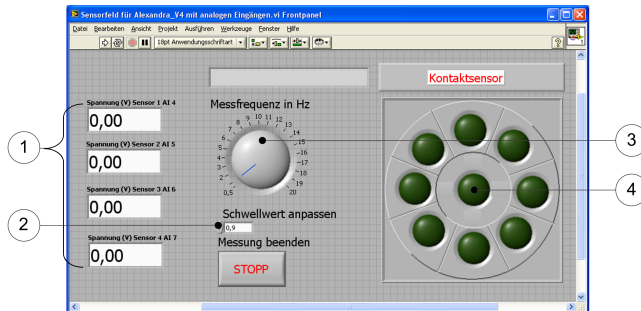


Abb. 5: Front Panel des LabVIEW-Programms: 1 Spannungsanzeige, 2 Schwellwerteinstellung, 3 Messfrequenzeinstellung, 4 LED-Anzeige

Insgesamt gibt es neun LEDs. Vier LEDs sind direkt den $R_{p,C}$ für $j = 1, \dots, 4$ zugeordnet. Die dazwischen liegenden LEDs werden aktiviert, wenn eine äußere Kraft zwei benachbarte Sensorstreifen soweit dehnt, dass jeweils der Schwellwert gleichzeitig überschritten wird. Ändern sich die Spannungen aller Sensorstreifen gleichzeitig und wird jeweils der Schwellwert überschritten, leuchtet die mittlere LED auf. Greifen zwei äußere Kräfte um 180° versetzt so an, dass sich die Spannungen zweier gegenüber liegender Sensorstreifen gleichzeitig ändern und die zeitlich gebildeten Differenzen größer als der Schwellwert sind, so leuchten zwei gegenüber liegende LEDs auf.

3.3. Funktionsnachweis

Zur Erbringung eines Funktionsnachweises wurde ein sensorisierter Mechanismus gefertigt und untersucht. Dafür wurden auf diesem die Belastungspunkte T_k mit Koordinaten $(r=R+d, \phi_k = 45^\circ (k-1), \theta = 45^\circ)$ für $k = 1, \dots, 8$ markiert (vgl. Abb. 3b). Diese sind den acht LEDs, die in einem Kreis liegen zugeordnet. Der Punkt C mit den Koordinaten $(r=R+d, 0, 0)$ ist der neunten, mittleren LED zugeordnet. Bei dem Detektieren einer Berührung können somit die Richtungen der Krafteinwirkung von den neun definierten Punkten zum Punkt O $(0, 0, 0)$ angezeigt werden.

Der Mechanismus wurde mit der Messschaltung und angepassten Referenzwiderständen ($R_{ref,j}$, $j = 1, \dots, 4$) kontaktiert. Es wurden Referenzwiderstände gewählt, die die gleiche Größe, wie der zu untersuchende leitfähige Polymerstreifen besaßen. Die Versorgungsspannung von 5 V lieferte ein

stabilisiertes Spannungsnetzteil. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 6 abgebildet. Als Messfrequenz wurde 1 Hz und als Schwellwert wurde $U_S = 0,2 \text{ V}$ gewählt.

Der sensorisierte Mechanismus wurde mit einem 2-ten halbrunden Körper, einem Stab, der eine Verrundung am Ende mit einem Radius von $r = 4 \text{ mm}$ aufwies, senkrecht zur Oberfläche in die Richtungen T_k für $k = 1, \dots, 8$ zum Punkt O $(0, 0, 0)$ belastet. Hierfür wurde der Mechanismus um $\theta = 45^\circ$ mit Hilfe einer Verstellvorrichtung gekippt und mit der oben genannten Materialprüfmaschine belastet.

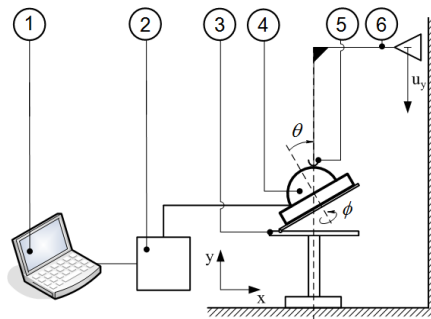


Abb. 6: Versuchsaufbau zur Untersuchung des Demonstrationsmodells:
 1 PC mit LabVIEW, 2 Datenerfassungsmodul,
 3 Verstellvorrichtung, 4 nachgiebiger Mechanismus, 5 Stab,
 6 Materialprüfmaschine

Als Belastung wurde eine Verschiebung u_y in negative y-Achsenrichtung linear mit einer Geschwindigkeit von 500 mm/min aufgebracht. Der Mechanismus wurde in 45° Schritten um die 2-te Koordinatenachse (ϕ) gedreht und dabei an den Punkten T_1 bis T_8 (vgl. Abb. 4) jeweils um 5 mm in Richtung des Kugelzentrums O $(0, 0, 0)$ deformiert. Als Ausgangsposition wurde die Stellung $\phi = 0$ gewählt, wobei der Stab im Punkt T_1 den Mechanismus minimal berührte. Als Haltezeit im belasteten Zustand wurden 0 Sekunden gewählt. Anschließend wurde der Mechanismus linear mit der gleichen Geschwindigkeit von 500 mm/min entlastet.

3.4. Ergebnisse

Anhand der durchgeführten Untersuchungen folgt, dass der vorgeschlagene Berührungssensor eine Krafteinwirkung in neun Richtungen, von den Punk-

ten T_k mit Koordinaten $(r=R+d, \phi = 45^\circ (k - 1), \theta = 45^\circ)$ für $k = 1, \dots, 8$ zum Punkt O $(0, 0, 0)$ und dem Punkt C $(r=R+d, 0, 0)$ zum Punkt O $(0, 0, 0)$ unterscheiden kann. Eine Berührung wird bei Überschreiten einer von der Messfrequenz und Schwellwert abhängigen Verformungsänderung des nachgiebigen Mechanismus detektiert. Die Maximalverformung muss dabei unterhalb eines Maximalwertes bleiben, so dass die Kontaktpunkte (P1 – P4, C) nicht verformt werden und Bewegungsartefakten der Kontaktpunkte auszuschließen sind.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde ein Prinzip eines richtungsabhängigen Berührungssensors für monolithische, nachgiebige Mechanismen vorgeschlagen und umgesetzt. Hierfür wurden die elektrischen Eigenschaften eines leitfähigen Polymers verwendet.

Durch Voruntersuchungen stellte sich heraus, dass das gewählte leitfähige Polymer, POWERSIL® 466 A/B VP, als Sensormaterial geeignet ist. Die vorgeschlagene Konzeption einer Sensoranordnung erlaubte die Integration des Sensors in den Mechanismus. Der Funktionsnachweis als richtungsabhängiger Berührungssensor konnte erfolgreich demonstriert werden.

Ziel zukünftiger Arbeiten sollte die Erhöhung der Auflösung der Richtungsdetektion sein. Es sollte auch eine optimale Sensoranordnung für unterschiedliche nachgiebige Mechanismen gefunden werden.

Des Weiteren sollte die Vulkanisation des nicht leitfähigen und leitfähigen Polymers in einem Fertigungsschritt geschehen. Ebenfalls sollte der Fertigungsprozess zur Integration des Sensormaterials in den nachgiebigen Mechanismus automatisiert werden, um eine annehmbare Reproduzierbarkeit des Berührungssensors zu erlangen.

Limitation des eigenen Ansatzes: durch den Berührungssensor können nur dynamische Prozesse erfasst werden, da nur die Spannungsänderung für sensorische Zwecke verwendet wird.

Für weiterführende Untersuchungen sind verschiedene Belastungsarten und Bewegungsfunktionen der Belastung denkbar, sowie die Ermittlung der dazugehörigen optimalen Messfrequenzen.

Des Weiteren sollten von dem halbkugeligen Mechanismus abweichende nachgiebige Körper auf ihre Eignung hin überprüft werden.

Alle Untersuchungen wurden mit einem inneren Druck von 0 bar durchgeführt. Untersuchungen mit einem Druck > 0 bar erscheinen sinnvoll, um eine einstellbare Sensitivität gegenüber der äußeren Belastung einzustellen.

Der Sensor ermöglicht eine Sicherheitsfunktion bei dynamischen Prozessen, beispielsweise zur Erkennung von Zusammenstößen zwischen Menschen und Maschinen.

Literatur

- [1] Zentner, Lena, Böhm, Valter: „Zum Verformungsverhalten nachgiebiger Mechanismen.“, Konstruktion, Springer-VDI-Verl., Düsseldorf, ISSN 07205953, Bd. 60 1/2, S. 67-71, 74, 2008.
- [2] Mair, Hans J., Roth, Siegmund: Elektrisch leitende Kunststoffe, 2. vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage, Carl Hanser Verlag, München Wien, 1989.
- [3] Valenta, László, Bojtó, Attila: “Mechanical and Electrical Testing of Electrically Conductive Silicone Rubber”, Materials Science Forum, Trans Tech Publications, Switzerland, Vol. 589, pp 179-184, 2008.
- [4] Spielmann, Christian, Böhm, Valter: Entwicklung eines Sensors für einen ferrofluidischen Flächenaktor, Diplomarbeit, Ilmenau, 2006.
- [5] POWERSIL® 466 A/B VP, Datenblatt, Wacker Chemie AG, München, Deutschland, 2004
- [6] Snyder, Wesley E., Clair Joseph St.: “Conductive Elastomers as Sensor for Industrial Parts Handling Equipment.” IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, IEEE Instrumentation and Measurement Society, Vol. 27, No. 1, pp 94-99, 1978
- [7] Mansour, S. A.: “Effect of extensional cyclic strain on the mechanical and physico-mechanical properties of PVC-NBR/graphite composites”, eXPRESS Polymer Letters, Vol.2, No.12, pp 836–845, 2008
- [8] Flandin, Lionel et al.: “Effect of Strain on the Properties of an Ethylene–Octene Elastomer with Conductive Carbon Fillers.”, J. of applied Polymer Science, JOHN WILEY & SONS INC, Vol. 76, Issue 6, pp 894-905, 2000
- [9] Elastosil R 420/30, Datenblatt, Wacker Chemie AG, München, Deutschland, 2011
- [10] Elastosil E41, Datenblatt, Wacker Chemie AG, München, Deutschland, 2011

ERZEUGUNG VON SCHRAUBENBEWEGUNGEN MITTELS NACHGIEBIGER AKTUATOREN

Stefan Griebel, Patrique Fiedler**, Andrea Streng***,
Jens Haueisen**, Lena Zentner**

- * TU Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik, Ilmenau
- ** TU Ilmenau, Institut für Biomedizinische Technik und Informatik,
Fachgebiet Biomedizinische Technik, Ilmenau
- *** Schottel GmbH, Spay

Kurzfassung

Die Anwendung gelfreier, trockener Elektroden für die Elektroenzephalographie (EEG) bedingt einen direkten, stabilen Kontakt zwischen Kopfhaut und Elektrode sowie deren zuverlässige Platzierung durch die Haarschicht. Das Ziel des Beitrags ist die Entwicklung, Herstellung und Untersuchung eines fluidbetriebenen, nachgiebigen Aktuators. Dieser soll eine schraubenförmige Bewegung (mindestens 3 mm Hub und 45° Rotation) erzeugen, im Durchmesser kleiner als 16 mm sein und aus Silikon hergestellt werden. Zur Bestimmung der Materialparameter von Silikon wurden Materialversuche durchgeführt. Ein parametrisiertes, geometrisches Modell des Aktuators wurde erstellt, Parameterstudien mittels Ansys® durchgeführt und die das Verformungsverhalten beeinflussenden Parameter identifiziert. Für eine zielerfüllende Parameterkonstellation wurde eine Spritzgussform hergestellt, mit der sechs Funktionsmuster gefertigt wurden. Mittels eines Versuchsstands wurde die reale Schraubenbewegung der Funktionsmuster unter steigendem Innendruck untersucht und mit den Simulationsergebnissen verglichen. Abweichungen und mögliche Fehlerquellen werden diskutiert. Mit Hilfe des Aktuators kann ein Hub von 4.3 mm und eine relative Rotation von 51.6° erreicht werden. Somit besteht zukünftig die Möglichkeit eine oder mehrere Elektroden mit einer schraubenförmigen Bewegung auf der Kopfhaut zu positionieren und die Haarschicht aktiv zu durchdringen.

Abstract

In order to use dry electrodes for Electroencephalography (EEG), a direct contact between electrode and scalp as well as a sufficient interfusion of the detaining layer of hair is necessary. The aim of this paper is to present the development, manufacturing and examination of a fluidic driven, compliant actuator. Furthermore, this actuator should perform a screw motion (at least 3 mm upstroke and 45° rotary motion), size should be less than 16 mm and should consist of silicone rubber. Hence, material tests were executed to derive material parameter for simulation of silicone structures. Subsequently, a parametrically geometric model of the actuator was established to carry out sensitivity analysis using Ansys® and to identify the basic parameter for affecting the deformation behavior. In addition, the injection molding technique proved to be adequate for manufacturing of six experimental models of an actuator comprising all requirements. The produced screw motion of the experimental models by increasing internal pressure was compared qualitatively and quantitatively with the simulation results. Deviations and possible sources of error were discussed. To sum up, the developed actuator enables a screw motion with an upstroke of 4.3 mm and a rotation 51.6°. Hence, a new possibility for positioning of one or more dry electrodes on the scalp and an active interfusion of the hair layer is presented.

1. Einführung

Mit einem Elektroenzephalogramm (EEG) werden bioelektrische Potentialschwankungen auf dem Kopf gemessen, um die neutrale Aktivität des Gehirns beurteilen zu können. Heutzutage werden hierzu Silber/Silberchlorid (Ag/AgCl) Elektroden in Kombination mit elektrisch leitfähigen Gelen oder Pasten am häufigsten verwendet. Die Vorbereitungsprozedur ist komplex und zeitaufwendig. Wegen der spezifischen Probleme der leitfähigen Gele/Pasten, die eine eingeschränkte Haltbarkeit aufweisen und zu Hautirritationen führen können, zielt die Forschung auf die Verwendung neuer, trockener Elektroden ab, die ohne Gele bzw. Pasten anwendbar sind [1-4]. In vorangegangenen Untersuchungen verspricht die Verwendung von nachgiebigen Aktuatoren aus biomedizinischem Silikon ein hohes Potenzial für die Sensor-/Elektrodenpositionierung. Hierdurch ist ein stabiles und reproduzierbares Heranführen von trockenen Elektroden an die Kopfoberfläche in der Biomedizintechnik möglich [5-8]. Durch Änderung des Innendruckes

dieser ist eine Änderung der Kontaktkraft zwischen Elektrode und Kopfhaut erreichbar. Hierbei wird bei Steigerung des Druckes der Übergangswiderstand zwischen trockener Elektrode und Kopfhaut soweit verringert, so dass eine EEG Messung erst möglich wird [9].

In diesem Beitrag wird die Entwicklung eines fluidbetriebenen, nachgiebigen Aktuators aus Silikon vorgestellt. Dieser Aktuator soll unter Steigerung des Innendruckes eine schraubenförmige Bewegung ermöglichen, die eine aktive Durchdringung der Haarschicht erlaubt und direkten Hautkontakt herstellt.

2. Material und Methoden

2.1. Design des nachgiebigen Aktuators

Um eine hohe Anzahl von trockenen Elektroden (≥ 128) auf dem Kopf zu verteilen, soll der Aktuator einen Durchmesser kleiner als 16 mm aufweisen. Weiterhin sind ein Mindesthub von 3 mm und eine relative Rotation der Elektroden-/Deckelfläche gegenüber der Einspannung um mindestens 45° gefordert. Ferner sollte der zu entwickelnde Aktuator kohärent und einteilig sein und durch seine spezifische geometrische Formgebung das Bewegungsverhalten maßgeblich bestimmen, so dass hierdurch eine schraubenförmige Bewegung erzeugt wird. Entsprechend der beschriebenen Anforderungen wird über einen Vergleich verschiedener prinzipieller Lösungen eine Bewertung durchgeführt und ein Ansatz für die Umsetzung ausgewählt.

2.2. Bestimmung der Materialparameter für die Simulation

Innerhalb von Voruntersuchungen für die Materialversuche wurden die Maximaldehnungen des Aktuators mit Silikonmaterialparametern aus der Ansys® Datenbank durch eine Simulation abgeschätzt. Diese betrug ca. 50%. Die Ergebnisse wurden bei den durchgeführten Materialversuchen (uniaxialer Zugversuch und planar shear Versuch) durch eine aufgebrachte Maximaldehnung von 50% für das verwendete Silikonmaterial der Shore Härte 40 (Elastosil® M 4644) berücksichtigt. Die Versuchsdaten wurden mit einer Materialprüfmaschine (ProLine Z005, Zwick GmbH & Co. KG, Ulm, Deutschland) und einem 1 kN Kraftaufnehmer erhoben. Nach der Fit Routine unter Ansys® an verschiedene, nichtlineare Materialgesetze wurde das Materialgesetz Ogden 2. Ordnung ausgewählt. Dieses wies einen stabilen Verlauf der

biaxialen Kurve und das geringste Residual auf. Die Materialkonstanten sind in Tabelle 1 aufgelistet.

Tab. 1: Ermittelte Materialkonstanten für die Simulation vom verwendeten Silikon Elastosil® M 4644, Konstanten für Ogden 2. Ordnung

Materialkonstante	μ_1	α_1	μ_2	α_2
Wert	0.00176 MPa	11.915	0.8285 MPa	0.9777

2.3. Simulation des nachgiebigen Aktuators

Es wurde ein parametrisiertes Modell entworfen, das quasistatisch mittels Ansys® 12.1 untersucht wurde. Das finale 3D Modell für den Vergleich der realen mit der simulierten Schraubenbewegung wies ca. 70000 Solid 187 Tetraeder-Elemente auf. Den Elementen wurden die unter Kap. 2.2. genannten Materialparameter zugewiesen. Als Randbedingung wurde eine feste Einspannung der Knoten an der Basis des Aktuators gewählt. Alle innenliegenden Flächen wurden mit einem Druck p von 650 mbar beaufschlagt.

2.4. Herstellung der Funktionsmuster

Zur Herstellung von Funktionsmustern des Aktuators wurde als Verfahren das Spritzgießen gewählt und ein Formwerkzeug entworfen. Zusätzlich wurden alle filigranen Einsätze des Formwerkzeugs mittels Rapid Prototyping im Schmelzschichtungsverfahren (Dimension Elite, alphacam GmbH, Schorndorf, Deutschland) hergestellt. Das durch Unterdruck entlüftete 2-Komponenten-Silikon (Elastosil® M 4644) wurde über ein Reservoir durch einen Kolben in das Formwerkzeug gespritzt. Dabei waren die aus Aluminium bestehenden Formwerkzeughälften durch Schraubenverbindungen gesichert. Die Entformung erfolgte nach 24 Stunden bei Zimmertemperatur.

2.5. Messungen an den Funktionsmustern

Zur Untersuchung der Funktionsmuster wurden drei Punkte auf der Deckelfläche definiert und mittels eines Fineliners markiert: der Flächenschwerpunkt, C_P , sowie die Kreismittelpunkte zweier Wölbungen, P_1 und P_2 (vgl. Abb. 2 rechts). Der prinzipielle Messaufbau ist in Abbildung 1 dargestellt. Mit Hilfe eines optischen Messsystems (Polaris® Vicra, NDI Europe GmbH, Radolfzell, Deutschland) und eines Messtisches (MT 60S-25-xyz-

MS, Owis® GmbH, Staufen im Breisgau, Deutschland) wurden die Raumkoordinaten der drei Punkte aufgenommen. Die Aktuatoren wurden von 0 bis maximal 650 mbar in Schritten von 50 mbar durch Betätigung eines Druckminderers belastet. Der angelegte Innendruck wurde mit einem Drucksensor (HMG6, ATP Messtechnik GmbH, Ettenheim, Deutschland) überprüft.

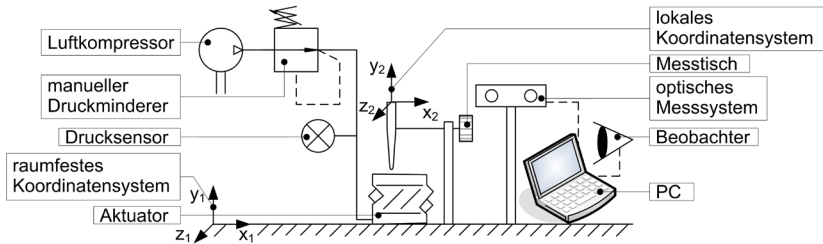


Abb. 1: Messanordnung zur Ermittlung der realen Schraubenbewegung mittels optischer Messung

Durch die Aufnahme der Raumkoordinaten konnte die Trajektorie der Aktuatorpunkte detektiert werden. Somit konnte der erreichte relative Rotationswinkel um die y_2 -Achse zwischen Einspannung und Deckelfläche und die Verschiebung der Deckelfläche/Hub in y_2 -Richtung unter steigendem Innendruck ermittelt werden.

3. Ergebnisse

3.1. Design des nachgiebigen Aktuators

Der Aktuator ist innen hohl und besteht aus einer spiralförmig gewundenen Mantelstruktur, die auf einer Seite mit einem Deckel kohärent und einteilig verschlossen ist. Um eine eindeutige Gestalt des Aktuators festzulegen, wurden neun geometrische Eingangsparameter definiert. Hierbei handelt es sich entsprechend Abbildung 2 links um die Anzahl der umlaufenden Wölbungen n , den Außenradius des Aktuators R_a , den Radius der Wölbung R_w , die Wanddicke der Wölbung d_w , den Radius der Einbuchtung R_e , die Wanddicke der Einbuchtung d_e , den Steigungswinkel der Spirale α , den Radius der Abrundung der Spirale am Anfang sowie am Ende R_{sp} , die Höhe der Gesamtstruktur h und die Dicke des Deckels d_d . Auf dem Deckel können trockene EEG-Elektroden befestigt werden. Die Basis des Aktuators ist an einer festen Einspannung luftdicht befestigt. Eine Druckluftversorgung erfolgt

mittels eines kleinen Schlauches direkt an der Basis des Aktuators. Die Mantelstruktur entspricht der Geometrie, die entsteht, indem der Querschnitt entlang einer Spirale parallel zum Ausgangsquerschnitt extrudiert wird. Die Spirale entspringt dabei senkrecht aus dem Querschnitt in einem äußersten Randpunkt der Querschnittsfläche.

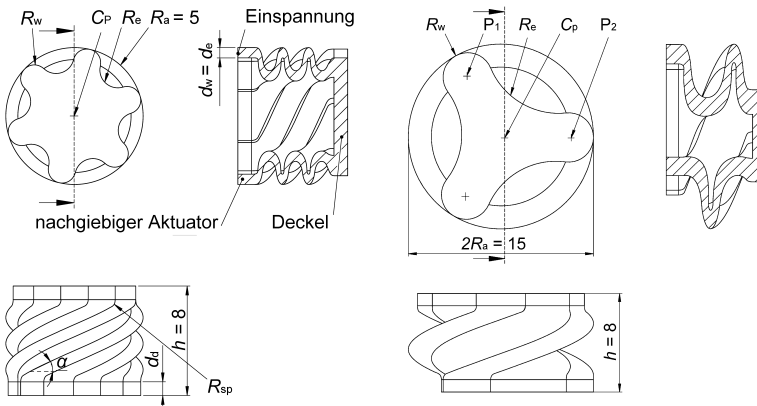


Abb. 2: Seiten-, Drauf- und Schnittansicht unterschiedlicher, nachgiebiger Aktuatoren einer Höhe von 8 mm: links: mit $R_a = 5$ mm und $n = 6$ und rechts mit: $R_a = 7.5$ mm und $n = 3$

Der Querschnitt besteht aus mehreren halbkreisförmigen Wölbungen mit gleichem Radius R_w , die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind. Die Wölbungen sind durch tangential anschließende Einbuchtungen mit dem Radius R_e verbunden. Die Wölbungs- bzw. Einbuchtungsanzahl ist frei wählbar. Die Abbildung 2 links zeigt eine mögliche Gestalt des beschriebenen Aktuators und Abbildung 2 rechts den für die EEG-Anwendung konkret entwickelten Aktuator mit den Grundabmessungen jeweils in drei Ansichten.

3.2. Verifizierung der Materialparameter

Zur Verifizierung des unter 2.2 ausgewählten Materialgesetzes mit den konkreten Parameterwerten wurden beide Materialversuche per Simulation nachgestellt. Es konnte über den Bereich von 0 bis 50% Dehnung eine maximale Spannungsdifferenz von unter 2% festgestellt werden. Dieser Wert liegt in einem hinreichend genauen Bereich für die Simulation des Verformungsverhaltens des gewählten Silikons.

3.3. Simulation des nachgiebigen Aktuators

Innerhalb von Voruntersuchungen wurde mittels Simulationen der Einfluss von einzelnen geometrischen Parametern auf das Verformungsverhalten des Aktuators untersucht. In diesen Voruntersuchungen betrug der Außendurchmesser der Aktuatoren 10 mm ($R_a = 5$ mm) und die Gesamthöhe $h = 8$ mm (vgl. Abb.: 2 links). Bei der ersten Parametervariation wurde die Anzahl der Wölbungen n in einem Bereich von 3 bis 9 variiert. Der Anfangsdrehwinkel θ_0 (bei $p = 0$ mbar), der durch die relative Verdrehung zwischen Ausgangsquerschnittsfläche zu Deckelfläche definiert ist, lag bei 91.6° . Der Wölbungsradius R_w betrug 0.75 mm, die Wanddicke der Wölbungen d_w und Einbuchtungen d_e waren gleich groß und betrugen 0.5 mm. Die Dicke des Deckels d_d wurde mit 1 mm festgelegt. Ausgewertet wurde der Einfluss auf den relativen Rotationswinkel θ_r (vgl. Abb. 3 links) und auf die gemittelte Verschiebung in y -Richtung u_y der Punkte C_p und P_b (vgl. Abb. 3 rechts) bei steigendem innerem Druck p . (Innerhalb der Simulation liegt die y -Richtung normal zur Deckelfläche des unverformten Aktuators.)

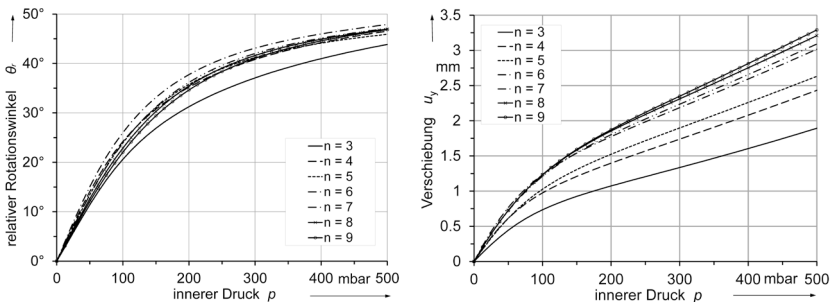


Abb. 3: Einfluss der Anzahl der Wölbungen; links: Einfluss auf den relativen Rotationswinkel θ_r und rechts: Einfluss auf die mittlere Verschiebung u_y der Punkte C_p und P_b

Alle Kurven weisen einen degressiven Verlauf des relativen Rotationswinkels θ_r bei steigendem Druck p auf. Nur für $n = 3$ ist der relative Rotationswinkel im Mittel ungefähr 5° geringer. Eine Vergrößerung der Anzahl der Wölbungen n führt zu einer Vergrößerung der Verschiebung u_y bei gleichen Druckwerten. Alle Kurven verlaufen monoton steigend.

Im Focus der 2ten Parametervariation stand die Untersuchung des Einflusses der Wölbungsradien R_w . Hierfür wird eine Untersuchung nur für eine Gestalt mit $n = 5$ gleichgroßen Wölbungen gezeigt. Der Radius der Wölbun-

gen R_w wurde zwischen 0.75 mm und 2 mm in Schritten von 0.25 mm variiert (vgl. Abb. 4 links). Der Anfangsdrehwinkel lag bei $\theta_0 = 91.6^\circ$. Die Wanddicken der Wölbung d_w und Einbuchtung d_e betrugen 0.5 mm. Die Dicke des Deckels wurde mit 1 mm festgelegt.

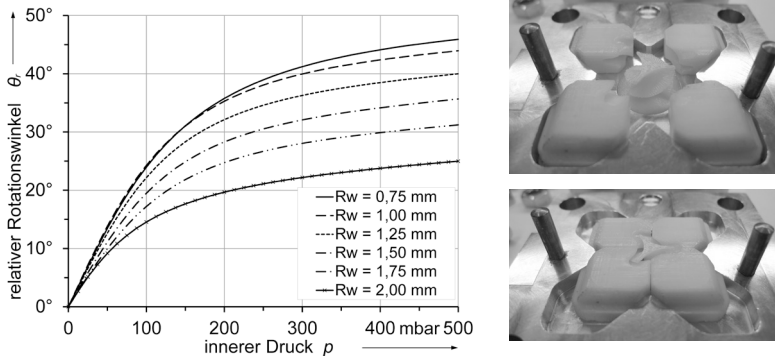


Abb. 4: links: Einfluss des Wölbungsradius R_w auf den relativen Rotationswinkel θ_r ; rechts: untere Formwerkzeughälfte mit Rapid Prototyping Einsätzen (oben: Position der Einsätze vor der Entnahme des Aktuators und unten die Position während des Spritzgießens)

Es ist deutlich, dass der relative Rotationswinkel θ_r bis zu einem Druck von 50 mbar annähernd linear ansteigt. Im weiteren Verlauf ist der Gradient der Kurven rückläufig und jede Kurve tendiert zu einem konvergenten Verhalten. Das erreichbare Maximum des relativen Rotationswinkels nimmt bei steigendem Wölbungsradius R_w ab.

3.4. Herstellung der Funktionsmuster

Als Herstellungsverfahren wurde zwecks leichter Füllbarkeit das Spritzgießen gewählt. Das Verfahren erwies sich als geeignet. Es wurde ein spezielles Formwerkzeug (vgl. Abb. 4 rechts) entworfen. Die mögliche Herstellung der filigranen Konturen mit Hinterschnidungen wurde über fünf Rapid Prototyping Einsätze realisiert. Das Formwerkzeug besteht insgesamt aus zwölf Einzelteilen ohne Schraubverbindungen. Für die Zielanwendungen wurden insgesamt sechs nachgiebige Aktuatoren mit den in Abbildung 2 rechts dargestellten Abmessungen hergestellt. Diese wurden in einer Reihe angeordnet und über Silikonschläuche miteinander verbunden. Die Aktuatoren wurden manuell auf eine 3 mm dicke Silikonplatte geklebt, über deren Rück-

seite die Luftversorgung sichergestellt wurde. Unter Belastung erwies sich diese Versuchsanordnung als luftdicht für Drücke unter 700 mbar.

3.5. Messungen an den Funktionsmustern

Sechs Funktionsmuster des Aktuators wurden gefertigt und deren Verformungsverhalten wurde qualitativ sowie quantitativ mit den Simulationsergebnissen verglichen.

In Abbildung 5 ist ein qualitativer Vergleich des Verformungsverhaltens zwischen dem simulierten und realen Aktuator in der Seiten- und Draufsicht unter steigendem Innendruck p dargestellt.

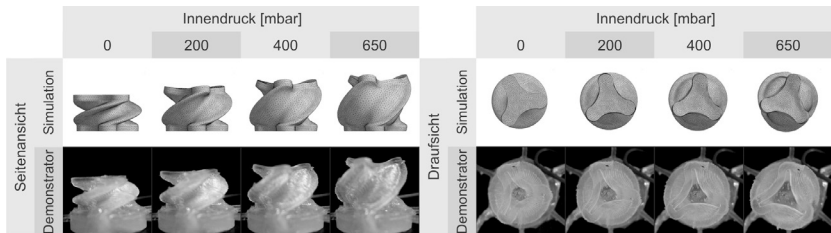


Abb. 5: Vergleich des Verformungsverhaltens vom realen und simulierten Aktuator in Seiten- und Draufsicht unter steigendem Innendruck p

In der Seitenansicht ist festzustellen, dass sich unter Druckzunahme eine Verschiebung u_y ergibt. Des Weiteren sind eine konkave Wölbung der Deckelfläche sowie ein zunehmendes Aufblähen des Aktuators in horizontaler Ebene zu sehen. In der Draufsicht sind dieser Effekt ebenfalls zu erkennen sowie die relative Rotation zwischen Einspannung und Deckelfläche.

Die Abbildung 6 zeigt den quantitativen Vergleich. In Abbildung 6 links ist der Mittelwert sowie das Intervall der Standardabweichung der gemittelten Verschiebung u_y der Punkte P_1 und P_2 sowie des Punktes C_P unter steigendem Innendruck p im Vergleich zu den simulierten Punkten dargestellt. Die simulierten Verschiebungen liegen unterhalb des Mittelwertes der gemessenen realen Verschiebungen. Die simulierten Verschiebungen betragen beim Maximalwert des Innendruckes von 650 mbar beim Punkt P_1 3.6 mm und beim Punkt C_P 3.0 mm. Im Versuch wird im Mittel ein Hub des Punktes P_1 von 4.3 mm und des Punktes C_P von 3.5 mm bei 650 mbar erreicht.

Die Abbildung 6 rechts zeigt den relativen Rotationswinkel θ_r der Deckelfläche in Abhängigkeit des Innendruckes p . Die simulierten Rotationswinkel

liegen ebenfalls unterhalb der gemessenen realen Rotationswinkel. Beim Maximalwert des Innendruckes von 650 mbar beträgt der relative Rotationswinkel des simulierten Aktuators 48.6° , im Versuch 51.6° .

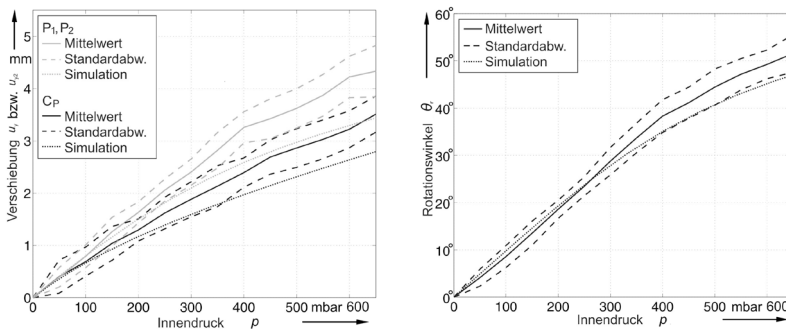


Abb. 6: Simulierte und reale Bewegung des Aktuators unter steigendem Innendruck über; links: der gemittelten Verschiebung von P_1 und P_2 und des Punktes C_p und rechts: dem relativen Rotationswinkel

4. Diskussion

Die Anzahl der Wölbungen n hat keinen wesentlichen Einfluss auf den relativen Rotationswinkel θ_r . Aus Fertigungsgründen wurden Funktionsmuster mit $n = 3$ Wölbungen hergestellt. Der Gradient des relativen Rotationswinkels aller Kurven bei der Variation von n nimmt bei höherem Druck ab. Die Aktuatoren zeigen eine höhere Effektivität bezüglich einer Rotationserzeugung bei Druckänderungen im niedrigen Druckbereich (< 200 mbar). Die erreichbare Verschiebung u_y in Richtung y steigt mit der Anzahl der Wölbungen n . Dies ist die Folge aus der Vergrößerung der Deckelinnenfläche. Eine größere Fläche führt bei gleichem Druck zu einer höheren Kraft in y -Richtung. Das erreichbare Maximum des relativen Rotationswinkels θ_r wächst mit dem Druck und kann über den Wölbungsradius R_w eingestellt werden. Für die Aktuatoren empfiehlt es sich einen Arbeitsbereich festzulegen, da ab einem gewissen Druck eine Sättigung auftritt und die relative Rotationswinkeländerung bei steigendem Druck immer weiter abnimmt.

Wird ein Verhältnis aus Verschiebung u_y bei einem konstanten relativen Rotationswinkel θ_r gebildet, so kann dieses Verhältnis durch Vergrößerung der Wölbungsanzahl n oder durch Vergrößerung des Wölbungsradius R_w erhöht werden.

Soll die Effektivität der Rotationserzeugung zwischen unterschiedlichen Aktuatoren verglichen werden, kann ein weiterer Parameter eingeführt werden, der das Verhältnis aus maximal erreichbarem, relativem Rotationswinkel θ_r zur Anfangsrotation θ_0 beschreibt. In weiterführenden Untersuchungen [10] lag dieser maximal bei ca. 0.5. Aus den Schlussfolgerungen der Ergebnisse der Voruntersuchungen wurde ein Aktuator für die Zielanwendung mit $R_a = 7.5 \text{ mm}$ und $h = 8 \text{ mm}$ abgeleitet und entwickelt (vgl. Abb. 2 rechts).

Das qualitative simulierte Verformungsverhalten zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zu dem realen Verhalten. Dies lässt darauf schließen, dass das gewählte Simulationsmodell hinreichend genau ist.

Beim Maximalwert des Innendruckes von 650 mbar sind die simulierten relativen Höhenveränderungen des Punktes P_1 um ca. 17% und des Punktes C_P um ca. 16% kleiner und der simulierte Rotationswinkel des Aktuators ist ca. 6% kleiner als der Mittelwert der gemessenen Werte.

Die quantitativen Abweichungen können mehrere Ursachen haben. Durch den schichtweisen Aufbau der Rapid-Prototyping-Einsätze der Negativform, mit der Genauigkeit von 0.1778 mm, wird die Form des Aktuators als Relief mit einem Treppenstufeneffekt abgebildet, während das Simulationsmodell der Zielform mit glattem Wandverlauf entspricht. Durch eine Herstellung der Negativ-Einsätze mit einem alternativen Verfahren ist eine Verbesserung der Genauigkeit zu erwarten, wenn Treppeneffekte vermieden werden können.

Um über die Materialparameter eine höhere Genauigkeit zu erreichen, sollten die Materialversuche um einen biaxialen Zugversuch erweitert werden.

Die Genauigkeit der NDI Polaris Vicra liegt innerhalb des Messvolumens bei ca. 0.25 bis 0.5 mm. Hier könnte eine Verbesserung erreicht werden, indem die Messpunkte mit zwei senkrecht zueinander angeordneten Kameras aufgenommen und anschließend ausgewertet werden.

Die größte Fehlerquelle liegt im nichtlinearen Materialverhalten von Silikon. Hier hat die Spannungserweichung (Mullin-Effekt) den größten Einfluss. Der Mullin-Effekt beschreibt die Änderung des Spannungs-Dehnungs-Verhältnisses bei sich wiederholenden, langsamen Belastungen. Eine mögliche Verringerung des Einflusses könnte über ein einmaliges Beaufschlagen mit einem Innendruck, viel größer als der Betriebsdruck des Aktuators, verringert werden. Für diesen Fall müssen die Materialversuche sowie das Materialgesetz an die sich ändernde maximale Dehnung angepasst werden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Es konnte ein neuartiger, einteiliger, nachgiebiger Aktuator aus Silikon entwickelt werden. Der Aktuator erfüllt die gestellten Anforderungen. Er weist einen Gesamtdurchmesser von 15 mm und eine Höhe von 8 mm auf. Bei 650 mbar Innendruck erreicht er einen steuerbaren, gemittelten Hub von 4.3 mm bei einer gekoppelten gemittelten Rotationsbewegung der Deckelfläche von 51.6° . Mit dem Aktuator können trockene EEG-Elektroden platziert werden bei gleichzeitig hohem Potenzial der Durchdringung der Kopf-Haarschicht durch die erzeugte Schraubenbewegung. Nächstes Ziel ist der Aufbau einer kompletten Multikanal-EEG-Haube auf Basis der entwickelten Aktuatoren, mit der die Anwendbarkeit sowie die Abhängigkeit der Elektrodenübergangs impedanz vom Anpressdruck untersucht werden kann [11].

Literatur

- [1] Taheri, B. A.; Knight, R. T.; Smith, R. L.: A dry electrode for EEG recording. In *Electroencephalography and clinical Neurophysiology*, 90 (1994), 376-383
- [2] Ng, W.C.; Seet, H.L.; Lee, K.S.; Ning, N.; Tai, W.X.; Sutedja, M.; Fuh, J.Y.H.; Li, X.P.: Micro-spike EEG electrode and the vacuum-casting technology for mass production: In *Journal of Materials Processing Technology*, 209 (2009), 4434–4438
- [3] Searle, A.; Kirkup, L.: A direct comparison of wet, dry and insulating bioelectric recording electrodes: In *Physiological Measurement*, 21 (2000), 271-283
- [4] Fiedler, P.; Cunha, L. T.; Pedrosa, P.; Brodkorb, S.; Fonseca, C.; Vaz, F.; Hauelsen, J.: Novel TiNx-based biosignal electrodes for electroencephalography; *Measurement Science and Technology*, 2011, Vol. 22, No. 12, ISSN: 09570233
- [5] Griebel, S.; Zentner, L.; Böhm, V.; Hauelsen, J.: Sensor placement with a telescoping compliant mechanism. In *IFMBE Proceedings of the 4th European Conference of the International Federation for Medical and Biological Engineering*, 22 (2009), Berlin: Springer, 1987-1989
- [6] Griebel, S.; Böhm, V.; Zentner L.: Actuator development based on snail tentacles. In *Proceedings of the 53rd Internationales Wissenschaftliches Kolloquium der Technischen Universität Ilmenau: ISLE (2008)*, 4 Seiten
- [7] Griebel, S.; Klee, S.; Bessler, P.; Zentner, L.; Hauelsen, J.: Vorrichtung und Verfahren zum adaptiven aktiven Positionieren und Halten von Sensoren auf oder über der Oberfläche eines biologischen Objektes. Offenlegungsschrift DE 10 2010 056 099 A1
- [8] Griebel, S.; Streng, A.; Zentner, L.: Nachgiebiger Fluidantrieb zur Erzeugung einer nahezu exakten bidirektionalen Schraubenbewegung und dazugehöriges Verfahren. Offenlegungsschrift DE 10 2011 104 026 A1
- [9] Fiedler, P.; Griebel, S.; Fonseca, C.; Vaz, F.; Zentner, L.; Hauelsen, J.: Novel Ti/TiN dry electrodes and Ag/AgCl: A direct comparison in multichannel EEG; *European IFMBE MBEC 2011, (EMBEC 2011)*, Budapest, Hungary, 2011
- [10] Streng, A.: Entwicklung und Untersuchung einer nachgiebigen Struktur zur Erzeugung einer rotatorischen Bewegung. Diplomarbeit, TU Ilmenau (2008)
- [11] Fiedler, P.; Brodkorb, S.; Fonseca C.; Vaz, F.; Zanow, F.; Hauelsen, J.: Novel dry EEG electrodes: Influence of electrode shape and number on contact impedance and signal quality. In *Proceedings of the 12th Mediterranean Conference on Medical and Biological Engineering and Computing - MEDICON 2010, (2010)*, Berlin: Springer, 418-421

KONZEPTIONIERUNG UND KONSTRUKTION EINER ÄQUIBIAXIALEN ZUGVORRICHTUNG

Martin Feierabend, Stefan Griebel*, Lena Zentner**

* TU Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik

Kurzfassung

Ziel dieses Beitrags ist die Konzeption und Konstruktion einer Vorrichtung, welche einen planaren äquibiaxialen Zugversuch unter Zuhilfenahme einer uniaxialen Zugmaschine ermöglicht. Die Wandlung der uniaxialen Bewegung in eine äquibiaxiale wird mittels eines Reckrahmens realisiert. Die Vorrichtung ist in eine handelsübliche uniaxiale Zugmaschine integrierbar. Die damit durchführbaren Versuche bilden, neben uniaxialen und pure shear Versuchen, die Grundlage zur Ermittlung des Spannungs-Dehnungs-Verhaltens von Silikon. Die so ermittelten Spannungs-Dehnungs-Kurven können anschließend zur Finiten-Elemente-Simulation komplexer Silikonstrukturen verwendet werden.

Abstract

The aim of this paper is the development and the design of a device achieving a planar equibiaxial tension test. The transformation of the uniaxial into an equibiaxial motion is realized by an stretching frame. The device can be integrated in a commercial uniaxial tension machine. Hereby, the possible equibiaxial test, in addition to uniaxial and pure shear tests, is fundamental for determination of the stress-strain behavior of silicone rubber. For this reason, the measured stress-strain curves can be used to simulate complex silicone structures by means of FEM.

1. Einleitung

Aufgrund der zunehmenden Komplexität von Bauteilen und der Vielzahl an Optimierungsmöglichkeiten, hat die Vorhersage von Bauteileigenschaften beziehungsweise dem Bauteilverhalten (Spannungs-Dehnungsverhalten, Verformungsverhalten u. a.) durch Simulationssoftware eine entscheidende Rolle eingenommen. Durch den frühzeitigen Einsatz von FE-Software, wie z. B. ANSYS®, im Entwicklungs- und Konstruktionsprozess lassen sich kostspielige Versuche an Prototypen und der Aufwand für ihre Herstellung reduzieren. Ein großer Vorteil ist, dass ungünstige Konstruktionsvarianten bereits in einer frühen Phase des Konstruktionsprozesses verworfen werden können.

Um eine möglichst realitätsnahe Vorhersage über das Bauteilverhalten treffen zu können, sind drei Punkte ausschlaggebend:

- 1) Die numerischen Lösungsverfahren der eingesetzten Simulationssoftware,
- 2) ein ausreichend realitätsnahes Modell und
- 3) die korrekte Beschreibung des mechanischen Werkstoffverhaltens [1].

Um die mechanischen Eigenschaften (hyperelastisches Materialverhalten) von Silikon zu beschreiben, sind in der Literatur eine Vielzahl von Ansätzen zu finden (bspw. Ogden, Mooney-Rivlin u. a.). Die Materialmodelle beinhalten eine modellabhängige Anzahl an Materialparametern, die vor einer Simulation zunächst experimentell ermittelt werden müssen. Es liegt dabei in der Verantwortung des Anwenders, selbstständig zu entscheiden, welches Materialmodell benutzt wird und welche experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der Materialparameter notwendig sind, um realitätsnah simulieren zu können.

Wird ein Materialmodell nur an uniaxialen Werkstoffprüfungen kalibriert, so besteht die Gefahr, dass das eingesetzte Materialmodell mehraxiale Beanspruchungszustände nur unzureichend beschreiben kann. Aus diesem Grund beschäftigt sich dieser Beitrag mit der Entwicklung einer Vorrichtung zur Erhebung von äquibiaxialen Zugdaten. Ziel ist es dabei, eine uniaxiale Zugmaschine für die Datenerhebung zu verwenden.

2. Stand der Technik

2.1. Materialprüfverfahren für hyperelastische Werkstoffe

Zur Prüfung hyperelastischer Materialien existieren eine Reihe von Prüfverfahren, mit denen Spannungs-Dehnungs-Kurven ermittelt werden können. Abbildung 1 zeigt prinzipielle Unterschiede zwischen drei Möglichkeiten der Materialprüfung auf. Zu sehen ist ein uniaxialer, pure shear und äquibiaxialer Zugversuch. Dabei beschreibt λ_i ($i = 1, 2, 3$) das Streckungsverhältnis in der jeweilige Hauptachsenrichtung. Die Verfahren unterscheiden sich in der Art der Verformung und der daraus resultierenden mechanischen Beanspruchung.

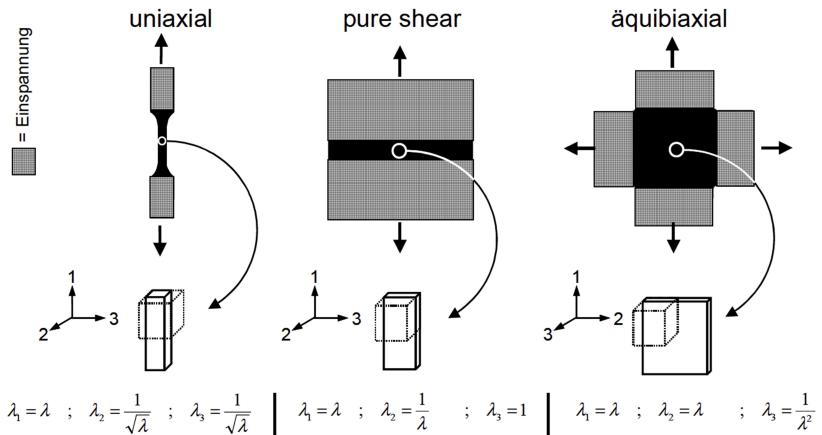


Abb. 1: Möglichkeiten der Materialprüfung durch Zugversuche – uniaxial, planar und äquibiaxial (v. l. n. r.) [1]

Unabhängig vom verwendeten Prüfverfahren ist der qualitative Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Kurve (vgl. Abbildung 2, links) bei jeder Variante gleich. Die technische Spannung der Probe verringert sich bei wiederholter Be- und Entlastung. Diese Spannungserweichung wird durch den Mullins-Effekt beschrieben. Dabei stellt die jungfräuliche Kurve die Erstbelastung der Probe dar. Nach einigen (meistens 10) Belastungszyklen stabilisiert sich die Spannungs-Dehnungs-Kurve. Dieser Zustand wird als vorkonditioniert bezeichnet [2]. Die erreichten Spannungen unterscheiden sich jedoch

abhängig vom Prüfverfahren quantitativ (Abbildung 2, rechts). Dabei ist die Spannung beim uniaxialen Zug am geringsten und beim äquibiaxialen Zug am größten.

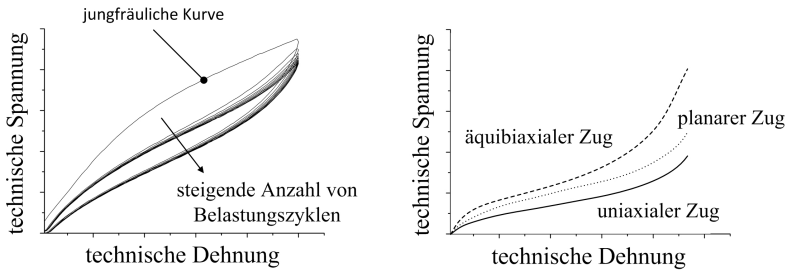


Abb. 2: Technische Spannungs-Dehnungs-Kurve von Silikon bei mehreren aufeinanderfolgenden Belastungszyklen (links) und quantitative Unterschiede der Prüfverfahren uniaxial, planar sowie äquibiaxial (rechts)

2.2. Äquibiaxiale Prüfverfahren

Äquibiaxiale Prüfverfahren können, wie in Abbildung 3 dargestellt, in planare und räumliche Prüfverfahren unterteilt werden. Bei den räumlichen Prüfverfahren gibt es drei wesentliche Verfahren: Lubricated Squeeze Rheometer, Bubble Inflation Rheometer sowie das Membran Inflation Rheometer [3]. Das Bubble Inflation Rheometer und das Membran Inflation Rheometer haben gemeinsam, dass durch Druckerhöhung in einem Medium eine dünne Membran aus dem zu prüfenden Material gedehnt wird.

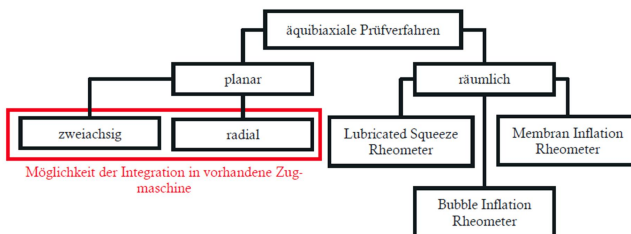


Abb. 3: Schematische Übersicht äquibiaxialer Prüfverfahren

Die planaren Prüfverfahren können in zweiachsig (vgl. [1], [3]-[5]) und radial [2] unterteilt werden. Diese beiden Prüfmethoden bieten die Möglichkeit der Integration in eine uniaxiale Zugmaschine. Über den Verfahrensweg der Traverse wird eine Bewegung der Einspannelemente erzeugt, die zu der gewünschten Dehnung der Probe führt.

3. Konstruktion

Für den Entwurf einer äquibiaxialen Zugvorrichtung, unter Verwendung einer uniaxialen Zugmaschine, wird ein Konstruktiver Entwicklungsprozess (KEP [6]) durchgeführt. Aufgrund der Forderung der Verwendung einer uniaxialen Zugmaschine, kommen ausschließlich planare Verfahren in Frage. Wie in [7] dokumentiert, wird nach dem Aufstellen einer Funktionsstruktur und eines Funktionsplans mit Hilfe einer Kombinationstabelle mögliche Varianten gebildet und diese mit Blick auf ihre Funktionalität und Herstellbarkeit bewertet. Die Variante mit der besten Bewertung (Reckrahmen) wird umgesetzt.

3.1. Funktionsprinzip

In Abbildung 4 ist das umzusetzende Funktionsprinzip zur Erzeugung eines äquibiaxialen Spannungszustands zu sehen. Die Aufteilung der uniaxialen Bewegung in zwei betragsmäßig gleiche zueinander senkrechte Bewegungen erfolgt über einen Reckrahmen. Die Einspannelemente für den aus Silikon bestehenden Prüfkörper werden am Rahmen mit Radialrillenkugellagern gelagert. Hierdurch wird die nötige Bewegung normal zur Krafteinleitungsrichtung gewährleistet. Die Einspannung wird über drei Einspannstellen pro Probenseite (insgesamt zwölf) realisiert. Der Reckrahmen besteht weiterhin aus einem oberen Winkel und einem unterem Winkel. Die Probe soll kreuzförmig ausgeführt werden.

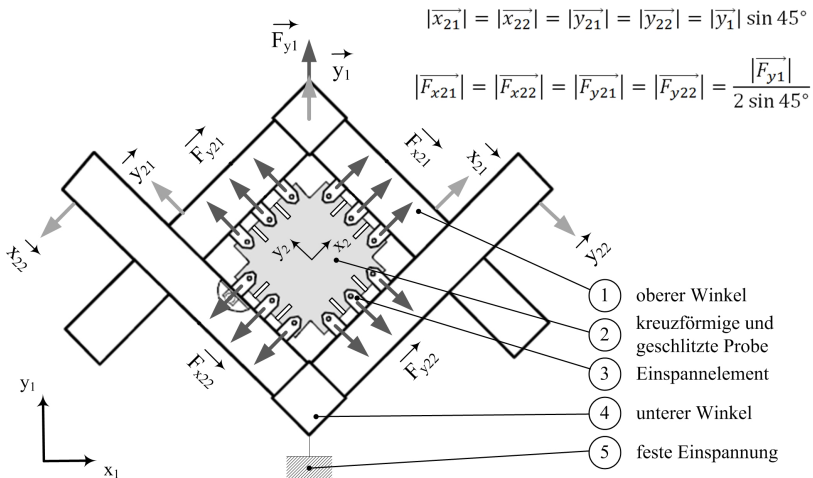


Abb. 4: Schematischer Aufbau eines Reckrahmens [1]

Anmerkung: F_{y1} entspricht der gemessenen Kraft an der Zugmaschine, F_{x2i} bzw. F_{y2i} ($i = 1, 2$) der Kraft an der Probenkante; y_1 entspricht dem Verfahrensweg der Traverse und x_{2i} bzw. y_{2i} ($i = 1, 2$) dem in die Probe eingeleiteten Weg

3.2. Probenauslegung

Hauptaugenmerk liegt neben der passenden Konstruktion auf der Erzeugung eines homogenen äquibiaxialen Spannungszustands. Um qualitative Aussagen über den Spannungszustand in der Probe zu treffen, werden Simulationen in ANSYS® Classic durchgeführt. Um zu prüfen, ob eine Verschiebungsaufprägung einer idealen Einspannung und eine Kraftaufprägung einer realen Einspannung entsprechen, wird dies über die Aufbringung unterschiedlicher Randbedingungen geprüft. Die Probe wird innerhalb einer ersten Simulation mit den äußeren Kräfte F_{Ai} und in einer zweiten Simulation durch aufgeprägte Verschiebungen u_{Ai} belastet. Weiterhin wird die Möglichkeit geprüft, Versuche ohne videooptische Auswertung durchzuführen.

Die Probe wird zwischen den Einspannstellen geschlitzt (vgl. Abbildung 4). Da ein Zusammenhang zwischen Schlitzbreite s und Homogenität des Spannungszustands vermutet wird, wird dieser Parameter im Bereich von

0,1 bis 4,0 mm variiert. Da keine Materialdaten aus äquibiaxialen Zugversuchen vorliegen, wird die Simulation mit einem linearen, isotropen und homogenen Material durchgeführt. Um ein gutes Verhältnis zwischen Aufwand bei der Einspannung der Probe und der Ausdehnung der Probe senkrecht zur Probekante zu gewährleisten, werden drei Einspannstellen pro Probenseite (insgesamt zwölf) gewählt. Der E-Modul wird mit 2 MPa sehr klein gewählt und die Poissonzahl auf 0,4999 gesetzt, um das nahezu inkompressible Verhalten von Silikon abzubilden. Die Probe ist kreuzförmig und hat eine gleichseitige Länge von 100 mm, wobei des Probenzentrum (Probe ohne Einspannlaschen) 50 mm im Quadrat misst. Die Dicke beträgt einen Millimeter. Um die Berechnungszeit, trotz einer feinen gleichförmigen Vernetzung, möglichst kurz zu halten, wird die Probensymmetrie genutzt und nur ein Viertel simuliert (vgl. Abbildung 5). Die Viertelprobe wird mit ca. 22.000 Solid186 Elementen vernetzt.

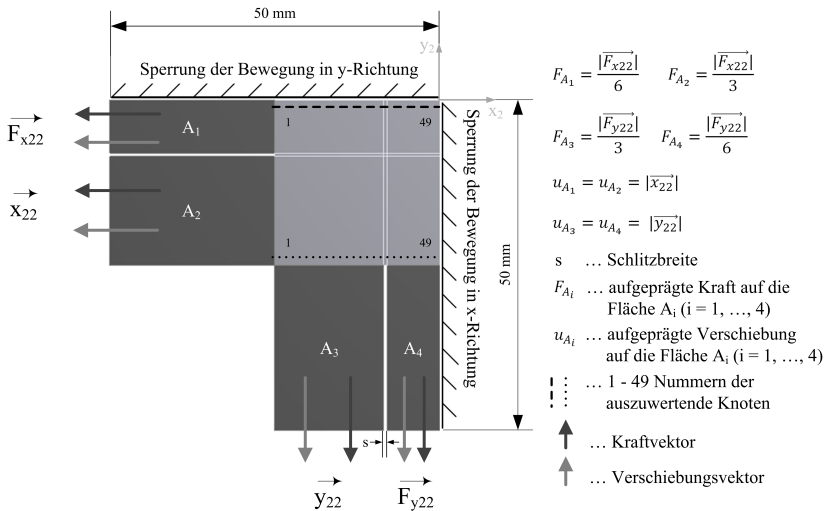


Abb. 5: ANSYS-Viertelmodell der geschlitzten Probe mit Randbedingungen und zwei Belastungsarten (Verschiebung und Kraft)

In Abbildung 6 sind die normierten Verschiebungen in y_2 -Richtung entlang der gepunkteten Linie (vgl. Abbildung 5) bei Kraftaufprägung (oben) bzw. Verschiebungsaufprägung (unten) zu sehen. Variiert wird die Schlitzbreite s . Die maximale Auslenkung wird als Referenz verwendet. Es werden normierte Werte ausgewertet.

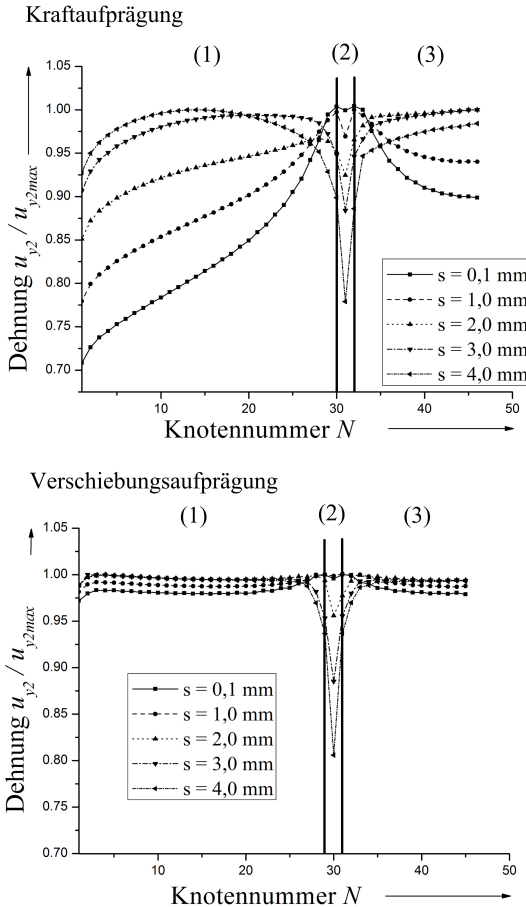


Abb. 6: Abhängigkeit der normierten Verschiebung von der Schlitzbreite s über die Knoten entlang der gepunkteten Linie bei aufgeprägter Kraft (oben) und aufgeprägtem Weg (unten) in Abhängigkeit der Knotennummer N

Die in Abbildung 6 dargestellten Diagramme lassen sich in drei Abschnitte unterteilen:

Abschnitt (1): Bis zu einer Schlitzbreite kleiner gleich 2 mm ist bei aufgeprägter Kraft eine kontinuierliche Erhöhung der normierten Dehnung festzustellen, wobei sich mit steigender Schlitzbreite die maximale

Abweichung vom Maximalwert der Verschiebung verringert. Die sich verkleinernden Abweichungen resultieren aus der Verringerung der Fläche der Einspannelemente, auf welche eine gleichgroße Kraft aufgeprägt wird. Ab einer Schlitzbreite größer 2 mm fällt die Verschiebung bereits vor Erreichen von Abschnitt (2) ab.

Bei aufgeprägter Verschiebung ist eine gleichmäßige Dehnung der Probe zu erkennen, wobei sich mit steigender Schlitzbreite die maximale Abweichung vom Maximalwert der normierten Dehnung verringert. Auch hier wird der Einfluss mit steigender Schlitzbreite auf die benachbarten Schlitzknoten von Abschnitt (2) größer. Es kommt ab $s \geq 2$ mm zu einem Abfall der Verschiebung vor Erreichen von Abschnitt (2). Ab einer Schlitzbreite von $s \geq 2$ mm ist die Abweichung zum Maximalwert der normierten Dehnung hinreichend klein.

Abschnitt (2): Im Schlitz kommt es bei Kraftaufprägung, abhängig von der Breite des Schlitzes s , zu einer deutlichen Verringerung der normierten Dehnung, da die Kräfte an dieser Stelle nicht direkt in die Probe eingeleitet werden. Je größer der Schlitz ist, umso stärker ist der Dehnungsabfall im Betrag und Anzahl der betroffenen Knoten in Schlitznähe. Der in beiden Diagrammen zu sehende Peak entspricht nicht der Realität und ist allein der Erzeugung eines gleichmäßigen Netzes bei akzeptablen Berechnungszeiten geschuldet. Auch bei Verschiebungsaufprägung kommt es bei größeren Schlitzbreiten zu immer ausgeprägteren Minima der normierten Dehnung.

Abschnitt (3): Ab der Mitte des Schlitzes steigen die normierten Dehnungen wieder an. Ob und wie stark sie nach dem Anstieg wieder abfallen, ist abhängig von der Schlitzbreite. Für eine Schlitzbreite größer gleich zwei Millimeter werden die aufgebrachten Kräfte und die daraus resultierenden Verschiebungen in die Probe übertragen und haben nur geringen Einfluss auf die benachbarten Knoten. Je kleiner der Schlitz ist, umso stärker ist der Abfall der Verschiebungen nach dem Schlitz. Auch bei aufgeprägter Verschiebung steigt die normierte Dehnung mit steigenden Knotennummern wieder an. Wie in Abschnitt (1) verringert sich die Abweichung vom Maximalwert mit steigender Schlitzbreite. Ab einer Schlitzbreite größer gleich zwei Millimeter ist die Abweichung hinreichend klein.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass eine Probe mit drei Einspannstellen pro Seite und einer Schlitzbreite von $s = 2$ mm die besten Ergebnisse verspricht und deshalb genutzt werden sollte. Wie vermutet entspricht die Verschiebungsaufprägung einer idealen Einspannung und die

Kraftaufprägung einer realen Einspannung. Abbildung 7 zeigt die Abweichung der Spannungen in den ersten beiden Hauptachsenrichtungen bei Kraftaufprägung.

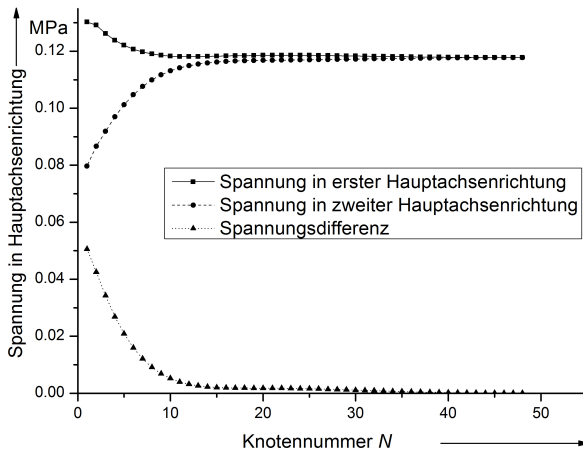


Abb. 7: Vergleich der Spannung in den ersten beiden Hauptachsenrichtungen bei einer Schlitzbreite von $s = 2$ mm, entlang der gestrichelten Linie bei Kraftaufprägung

Bei einer äquibiaxialen Beanspruchung müssen die Streckungsverhältnisse in den ersten beiden Hauptachsenrichtungen (λ_1, λ_2) gleich groß sein. Da zur Simulation ein lineares, isotropes und homogenes Material verwendet wird, können diese Spannungen in Hauptachsenrichtung ausgewertet werden. Werden die Spannungen in der ersten und zweiten Hauptrichtung entlang der gestrichelten Linie (vgl. Abbildung 5) ausgewertet, ist auffällig, dass die Abweichungen umso größer werden, je weiter außen (kleine Knotennummern) ausgewertet wird. Zur Auswertung der Spannungen ist im äquibiaxialen Zugversuch also nur ein Teilbereich der Probe tauglich. Wie groß dieser ausfällt, ist abhängig von den tolerierten Abweichungen. Folglich sind bei dieser Probenabmessung und der gewählten Schlitzbreite nur die inneren 60 % (ca. ab Knotennummer 15) der Probe tauglich. Aus diesem Grund ist es erforderlich videooptisch auszuwerten, falls die Dehnungen exakt ermittelt werden soll.

3.3. Konstruktive Umsetzung

Bei der Gestaltung des Reckrahmens ist neben der Funktion auch das gewählte Herstellungsverfahren zu berücksichtigen. Die Wahl des Herstellungsverfahrens hängt wesentlich von der Form und Größe der Einzelteile und dem verwendeten Material ab. Aus praktischen Gründen werden bei der Umsetzung vorrangig Kaufteile in Form von L-Profilen (DIN 1029 - S235JR – 20 x 10 x 3 mm) verwendet. Weiterhin dürfen zulässige Werkstoffbeanspruchungen im Betrieb nicht überschritten werden. Um dies zu gewährleisten wird die Stellen kritischer Beanspruchung überprüft (vgl. [7]). Geeignet ist rostfreier oder brüniert Stahl. Abbildung 8 zeigt den Aufbau des Reckrahmens mit eingespannter Probe nach Abschluss der Detailentwicklung.

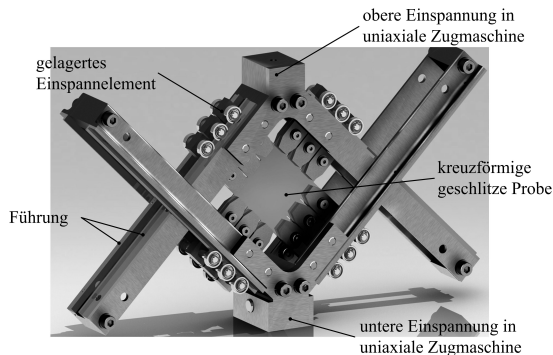


Abb. 8: Prototyp der äquibiaxialen Zugvorrichtung mit eingespannter Probe nach Abschluss der Detailentwicklung

Wie in Abschnitt 3.1 gefordert, wird die uniaxiale Bewegung einer Zugmaschine über einen Reckrahmen senkrecht in eine kreuzförmige Probe eingeleitet. Die Einspannelemente werden profiliert, um das Herausrutschen der Probe während des Zugversuchs zu minimieren. Weiterhin werden jedes Einspannelemente über zwei Radialrillenkugellager (Typ 695ZZ) gelagert, welche auf jeweils einer Aluminiumschiene (L-Profil 10 x 10 x 2 mm) laufen.

4. Zusammenfassung

Ziel war es, eine äquibiaxiale Zugvorrichtung zu konzipieren und zu konstruieren, welche in eine uniaxiale Zugmaschine integriert werden kann.

Wichtigstes Kriterium war die Erzeugung eines homogenen äquibiaxialen Spannungszustandes. Um dies beurteilen zu können, wurden FE-Simulationen durchgeführt. Da noch keine äquibiaxialen Zugdaten vorhanden waren, wurde mit einem linearem, isotropen und homogenen Material (E-Modul 2 MPa und Poissonzahl 0,4999) gerechnet. Die Spannungen in einer kreuzförmigen Probe mit einer Spaltbreite s von 2 mm erwiesen sich hierbei als günstig. Nach der Auslegung einer Kreuzprobe mit drei Einspannstellen pro Probenseite (insgesamt zwölf Einspannstellen) wurde ein Reckrahmen konstruiert, welcher die Probe aufnehmen und äquibiaxial beanspruchen kann. Durch die Simulationen konnte bestätigt werden, dass eine Verschiebungsaufprägung einer idealen Einspannung und die Kraftaufprägung einer realen Einspannung entspricht. Weiterhin hat sich die Vermutung bestätigt, dass eine videooptische Auswertung der Probe während des Versuchs nötig ist.

Literatur

- [1] Grambow, A.: Bestimmung der Materialparameter gefüllter Elastomere in Abhängigkeit von Zeit, Temperatur und Beanspruchungszustand. RWTH Aachen. Fakultät MW, Dissertation, 2002
- [2] Day, J., Miller, K.: (2000) Equibiaxial Stretching of Elastomeric Sheets, An Analytical Verification of Experimental Technique. [<http://www.axelproducts.com/downloads/BiaxialExtension.pdf>] Zugriff am 9.10.2008
- [3] Hegemann, B.: Deformationsverhalten von Kunststoffen beim Thermoformen – experimentelle und virtuelle Bestimmung. Universität Stuttgart. Fakultät MB, Dissertation, 2004
- [4] Vezer, Sz.; Major, Z.: Developement of an in-plane biaxial test setup for monotonic and cyclic tests of elastomers. Polymer Competence Center Leoben GmbH. 2008
- [5] Duncan, Bruce; Crocker, Louise: Characterisation of flexible adhesives for design. Nation-alPhysical Laboratory. Teddington. 2001
- [6] Richtlinie VDI 2221 : Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Düsseldorf. 1993
- [7] Feierabend, M.: Praktische Bestimmung der Materialparameter von Silikon im Zugversuch. TU Ilmenau. Studienarbeit. 2008

NEUE METHODE ZUR BESTIMMUNG DES DYNAMISCHEN MATERIALMODELLS VON SILIKONGUMMI

Prof. Dr.-Ing. Antal Huba, Attila Bojtos**

* Technische und Wirtschaftswissenschaftliche Universität Budapest,
Lehrstuhl für Mechatronik, Optik und Informatik im Maschinenbau

Kurzfassung

Viele Konstruktionsprobleme, Bewegungsformen oder Formänderungen können in der Feinwerktechnik mit Konstruktionen aus herkömmlichen starren Materialien nicht gelöst werden. An dieser Stelle weisen wir nur auf Greifer für hochempfindliche Strukturen oder auf diagnostische Geräte und auf Implantate hin. Wir berichten über Forschungen zur Ermittlung von Materialeigenschaften die zum CAD und FEM unterstützten Entwurf der Konstruktionen unentbehrlich waren.

Abstract

There are some constructions and locomotion forms or shape changes in the precision engineering that can't be manufactured from conventional rigid materials. We refer for example to gripper for handling with high sensitivity structures and to diagnostic equipment or to implants for the medicine. The determination of material properties is indispensable for the CAD and FEM supported design.

1. Einleitung

Seit einigen Jahren läuft eine intensive Forschung und eine parallele Entwicklungstätigkeit an der TU Budapest in Zusammenarbeit mit der TU

Ilmenau zur Untersuchung der Anwendungsmöglichkeiten der Silikon-Elastomere in der Feinwerktechnik, Mikrotechnik und Medizintechnik. Die Anwendungsbereiche sind vielfältig, u.a. sie erlauben spezielle, hochelastische Konstruktionen. Der Silikongummi ermöglicht die Herstellung von neuartigen und speziellen Bauteilen und Konstruktionen, da diese Materialien besondere mechanische, biochemische optische und elektrische Eigenschaften besitzen. Dieser Beitrag stellt das für den Entwurf dynamisch beanspruchter Konstruktionen wichtige dynamische Materialmodell in Mittelpunkt. [1].

2. Die Silikon-Elastomere

Die Anwendung der Silikone ist in vielen Bereichen, unter anderem in der Feinwerktechnik und in der Gerätetechnik nicht neu [2]. Seit der ersten industriellen Herstellung der Silikone in den 40-er Jahren unseres Jahrhunderts, erkennen diverse Branchen die vorteilhaften Eigenschaften des synthetisierten neuen Materials. Die rasche Entwicklung begann in den 50-er Jahren, und auch heutzutage werden Silikone für die speziellen Ansprüche weiterentwickelt. Dieser Werkstoff spielte bisher jedoch fast immer nur eine ergänzende Rolle, als Kleber oder Füllstoff, Trägermaterial für Farben, als elektrische Isolierung, oder Isolierlack, und als Schmierstoff. Wir auf eine neuartige Verwendungsart, nämlich als Konstruktionswerkstoff die Aufmerksamkeit lenken. Aus Polymer-chemischer Sicht bestehen die Silikone aus langen Molekularketten. Die Grundstruktur der anorganischen Polymere – wie auch diejenige der Silikone - besteht aus anorganischen Bauelementen, zu denen anorganische oder organische Gruppe angekoppelt ist.

Die grundlegenden Eigenschaften der Silikone werden durch die folgenden Faktoren bestimmt:

- Die Struktur
- Die Qualität der organischen Gruppen
- Der Polymerisationsgrad
- Die Qualität der Fremdstoffe
- Die Menge der Fremdstoffe

Der anorganische Anteil ist in den Silikonen größer als der organische, in den Silikongummi-Sorten erreicht dieser etwa 60%. Die Struktur der Silikone wird durch die geknäuelten, monomeren Einheiten bestimmt, deren zentraler Bestandteil die –Si-O-Si- Kette ist.

4. Die mechanischen Eigenschaften

Unter den speziellen Eigenschaften der Silikon-Elastomere, wie die Wärme- und Strahlbeständigkeit, die biologische Indifferenz, die Stoffdurchlässigkeit und die optischen und elektrischen Eigenschaften wollen wir hier auf die mechanischen Besonderheiten, darunter auf das dynamische Materialmodell konzentrieren. Wir haben weitere mechanische Eigenschaften auch untersucht, wie der dynamische Elastizitätsmodul. Wir haben festgestellt, dass die Williams-Landel-Ferry Beziehung für Silikongummi nicht angewendet werden kann. Wir haben Schär- und Haftprüfungen auch durchgeführt. Zu dieser Reihe von Untersuchungen gehört die Ermittlung des nichtlinearen Materialmodells für Silikongummi.

Anfangs waren die Materialparameter, die für die FEM-Simulationen unentbehrlich sind, gar nicht, oder nur in sehr groben Näherungen vorhanden. Für die Bestimmung des dynamischen Modells der Silicone-Elastomere haben wir die Synthese-Methode der klassischen Netzwerk-Theorie eingesetzt. Da diese Methode auf den Zusammenhang konkreter Messwerte beruht, können die Ergebnisse als präzise Beschreibung der dynamischen Materialeigenschaften aufgefasst werden.

Die aus maschinentechnischer Hinsicht wichtigen Materialkenngrößen werden in der nachstehenden Tabelle gezeigt.

Tab. 1: Mechanische Eigenschaften

Zug, Druck- und Scherfestigkeit, Statisches Elastizitätsmodul	Haftfähigkeit. Verschiedene Materialien und verschiedene Oberflächen-Strukturen	Temperaturabhängiges dynamisches Elastizitätsmodul	Bruchfestigkeit bei Wechselbeanspruchungen	Reißfortpflanzung
---	---	--	--	-------------------

4.1. Zugfestigkeit und dynamische Materialmodelle

Für die Beschreibung der dynamischen Eigenschaften verschiedener Materialien verwendet man üblicherweise seit längerer Zeit die Systemtechnik, d.h. die wichtigsten Bauelemente und deren signifikante Relationen werden durch die Objekt-Orientierten Modelle repräsentiert. Die zielgerechte Konstruktionstätigkeit ist ohne diese Modelle und ohne Materialgesetze nicht vorstellbar. Die annähernde Beschreibung der

dynamischen Materialeigenschaften mittels Systeme mit konzentrierten Parametern wird weit verwendet. Auch in der Polymertechnik ist üblich durch die Betrachtung des einachsigen Dehnungs-Spannung Zusammenhanges das Material als „Black-Box“ aufzufassen, d.h. wenn die Eingangssignale und Ausgangssignale bekannt sind, man kann auf die innere Struktur des Systems schließen. Diese Modelle geben eine mehr oder weniger gute Annäherung, wobei für die Polymere charakteristische Dehnung, Relaxation und Kriechvorgang selbst beim gleichen Material unterschiedliche Modelle angegeben werden. Man verwendet das Kelvin-Voigt Modell für die Dehnung, das Maxwell, das Standard-Solid und das Burgers Modell beschreiben die Relaxation. Unsere Forschungsergebnisse, genauer die Messergebnisse zeigen deutlich, dass keiner dieser Modelle das dynamische Verhalten der Silikone-Elastomere mit der gewünschten Genauigkeit beschreiben kann. Wir haben eine objektive Methode für die Modellherstellung gesucht und gefunden, und zwar die Netzwerksynthese. Als Zielfunktion liegt die komplexe Übertragungsfunktion ermittelt aus dem Ausgangssignal bei bekanntem Eingangssignal, oder als gewünschter Frequenzgang vor. Wir haben die messtechnisch ermittelten Werte der Spannungs-Dehnungs-Kennlinien für die Ermittlung der Übertragungsfunktion verwendet. Es zeigte sich, dass sowohl die Dehnung, als auch die Relaxation mit einem einheitlichen linearen oder nichtlinearen Modell mit konzentrierten Parametern bei minimalen Fehlern beschrieben werden kann. Es ist bekannt, dass die Materialparameter der polymeren Werkstoffe stark von der Zeit, Temperatur und Frequenz abhängig sind, und diese Eigenschaften für die Nichtlinearität verantwortlich sind.

Die an hinreichend großer Menge von Probekörpern - Wacker-Produkte der Härte von Sh 20, Sh 40, Sh 60 und Sh 80, mehr als 400 Stück - gemessenen Spannungs-Dehnung Kennlinien wurden systematisiert. Wir fanden im Grunde genommen zwei große Gruppen, siehe **Bild. 3** und **[1]**. Man sieht eine Gruppe mit konvexer und eine andere Gruppe mit konkaver Kennlinie, wobei für die Zuordnung eindeutig die Härte des Materials maßgebend war.

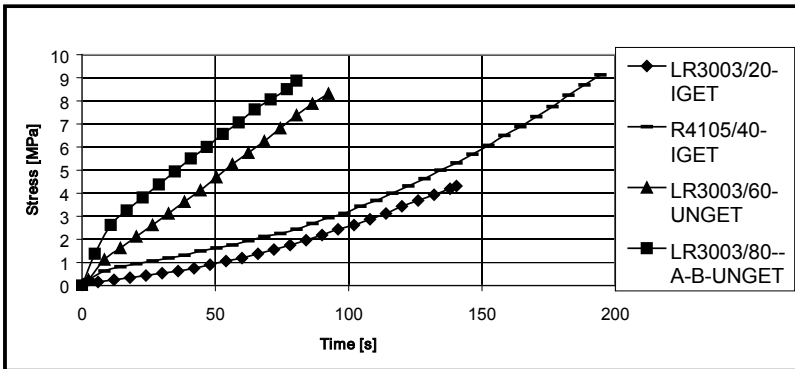


Abb.1. Charakteristische Kennlinien der Silikon-Elastomere

4.2. Modell-Identifikation mit Hilfe der System-Synthese

Für die linearen Modelle mit konzentrierten Parametern gelten die folgenden Beziehungen im Zeitbereich und im Bildbereich:

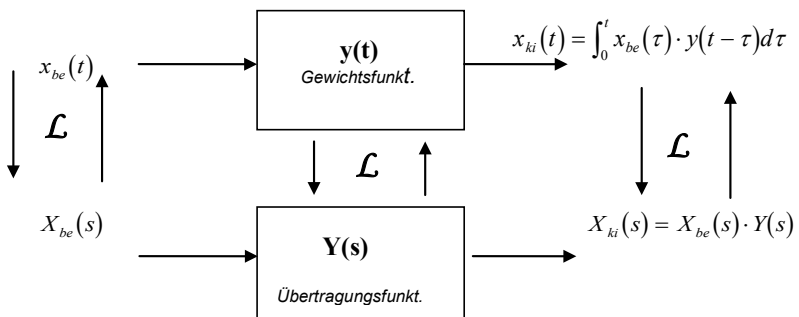


Abb.2. Operationen in und zwischen den Zeit- und Bildbereichen

Im Bild 2. stellen $y(t)$ die Gewichtsfunktion und $Y(s)$ die Übertragungsfunktion dar. Wenn die Konvergenzkriterien erfüllt sind, existieren für die Eingangssignale und Ausgangssignale im Zeitbereich auch deren Laplace-Transformierte Funktion. In linearen Systemen kann man an Hand von zwei bekannten Funktionen die dritte unbekannte Funktion bestimmen.

Tab. 2: Systemtechnische Betrachtung dynamischer Systeme

Bekannte Funktionen (Zeit-oder Operatorbereich)		Bestimmbare Funktionen (Zeit-oder Operatorbereich)
$x_{\text{ein}}(t), X_{\text{ein}}(s)$	$x_{\text{aus}}(s), X_{\text{aus}}(s)$	$y(t), Y(s)$
$x_{\text{ein}}(t), X_{\text{ein}}(s)$	$y(t), Y(s)$	$x_{\text{aus}}(t), X_{\text{aus}}(s)$
$y(t), Y(s)$	$x_{\text{aus}}(t), X_{\text{aus}}(s)$	$x_{\text{ein}}(t), X_{\text{ein}}(s)$

Durch die konkreten Messwerte (Dehnung und Kraft) sind in unserem Fall sowohl die Eingangsfunktion, als auch die Ausgangsfunktion mit numerischen Methoden bestimmbar. Unsere Methode unterscheidet sich dadurch von der bekannten Vorgehensweise dadurch, dass wir eine Schaltung deren Antwortfunktion an die Messpunkte bestmöglich passt, nicht durch Anpassung, sondern durch exakte mathematische Operationen ermitteln. Probleme treten jedoch auf – wie auch in unserem Fall – wenn sich aus der ermittelten Übertragungsfunktion direkt keine technische Schaltung ableiten lässt. Für solche Fälle existieren aber gut anwendbare und theoretisch fundierte Umwege u. A. die Anwendung der Wurzelannäherung.

Reelle lineare technische Systeme besitzen eine rationale Bruchfunktion des Operators „s“ als Übertragungsfunktion. Schließt man auch die resultierende Impedanz oder Admittanz eines Netzwerkes in den Kreis der Übertragungsfunktionen ein, erhält man diese Funktionen als mathematische Modelle reeller Werkstoffe. In diesem Fall werden die verallgemeinerten Kreuzvariablen und Flussvariablen als Eingangssignale und Ausgangssignale aufgefasst.

Für die Übertragungsfunktionen gilt generell:

$$Y(s) = \frac{X_A(s)}{X_E(s)} = \frac{b_m s^m + \dots + b_1 s + b_0}{a_n s^n + \dots + a_1 s + a_0} \quad (4.1)$$

Wobei a_i und b_j bei reellen passiven Netzwerken ≥ 0 sind. Eine rationale Bruchfunktion von „s“ kann ein reales System repräsentieren, wenn die folgenden Anforderungen erfüllt sind [3]:

- Alle Wurzeln des Nenner-Polynoms und Zählerpolynoms liegen auf der linken Seite der komplexen s -Ebene, oder sie sind einfach, wenn sie auf der imaginären Achse liegen.
- $a_i, b_i \geq 0$
- $\Re\{Y(\omega)\} \geq 0$ für alle ω . Dementsprechend darf der Exponent des Laplace-Operators im Zähler und im Nenner höchstens um Eins unterscheiden. Ferner soll $-\pi/2 \leq \arg\{Y(\omega)\} \leq \pi/2$ sein.

4.3. Lineares Modell ermittelt aus den Messwerten

Die automatischen Zugmaschinen liefern die Messergebnisse in Form von Data-Files. Eine Impedanz, oder Admittanz- Schaltung kann demgegenüber direkt nur aus einer Übertragungsfunktion abgeleitet werden:

$$\frac{L\{\text{Potenzialgröße}\}}{L\{\text{Flußgröße}\}} = \frac{L\{\text{Geschw.}\}}{L\{\text{Kraft}\}} = Z(s) = \frac{V(s)}{F(s)} \quad (4.2)$$

$$\frac{1}{Z(s)} = G(s) = \frac{F(s)}{V(s)} \quad (4.3)$$

Wobei $Z(s)$ die Impedanz und $G(s)$ die Admittanz darstellen. Hier sei noch gleich bemerkt, dass sowohl die Impedanz als auch die Admittanz als Übertragungsfunktionen aufgefasst werden können.

Der Definition entsprechend gilt in linearen, translatorischen mechanischen Systemen:

$$Z_m(s) = \frac{1}{sm} \quad Z_k(s) = \frac{s}{k} \quad Z_b(s) = \frac{1}{b} \quad (4.4)$$

Wobei m die Masse, k die Federsteifigkeit, und b die Dämpfungskoeffizient repräsentieren. Wir haben zuerst die Funktion der Deformationsgeschwindigkeit aus der Dehnung ermittelt, und haben die Kraft statt mechanische Spannung benutzt. Die Dehnung kann man mit $t(0^+)$ Startzeit

bei Zugmaschinen als Einheits-Geschwindigkeitsfunktion $v(t) = \frac{v_0}{T} t$ mit

$T=1s$ und $v_0 = 50 \text{ mm/min}$, oder als Einheitssprung $v(t) = v_0 1(t)$ auffassen.

Die Durchschnittswerte der Messungen an 20-30 Probekörpern gleichen Materialtyps wurden berechnet und die „Antwortfunktionen“ $\sigma(t)$ und $f(t)$ bei konstantem Materialquerschnitt mit Hilfe des Programms Mathematica 3.0 ermittelt. Insgesamt mehr als 400 Reißversuche wurden ausgewertet. Wir zeigen als konkretes Zahlenbeispiel für den Peroxid- Silikongummi der Härte Sh 40 die Ermittlung der Antwortfunktion $\sigma(t)$ aus den Messwerten. Man erhält als Näherung die folgende analytische Funktion:

$$\sigma(t) = 0.9321(1 - e^{-0.1144t}) + 0.0002447t^2 \quad [\text{MPa}] \quad (4.5)$$

Nach der Laplace-Transformation der Gleichung 5 erhalten wir:

$$\sigma(s) = \frac{0.00005598 + 0.0004894s + 0.00664s^2}{s^3(0.1144 + s)} = \frac{b_0 + b_1s + b_2s^2}{s^3(\sigma_0 + s)} \quad (4.6)$$

Wir setzen für die Eingangsfunktion den Einheitssprung $v(t) = v_0 \cdot 1(t)$, und daraus deren Laplace-Transformierte:

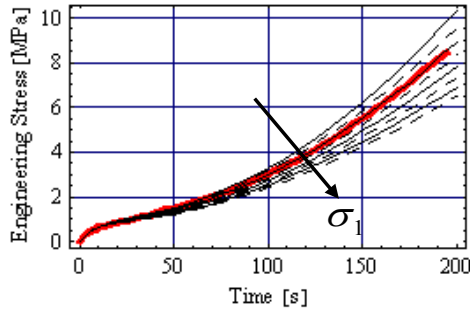
$$L\{v(t)\} = \frac{v_0}{s} = V(s) \quad (4.7)$$

Theoretisch würde sich daraus für die Übertragungsfunktion einer Admittanz-Ersatzschaltung folgendes ergeben:

$$G^*(s) = A_0 \cdot Y(s) = A_0 \cdot \frac{X(s)_{AUS}}{X(s)_{EIN}} = A_0 \cdot L\{\sigma(t)\} \cdot \frac{s}{v_0} = \frac{A_0}{v_0} \cdot \frac{b_0 + b_1s + b_2s^2}{s^2(\sigma_0 + s)} \quad (4.8)$$

Diese Funktion erfüllt aber die vorangehend beschriebenen Bedingungen nicht, die Übertragungsfunktion eines realen Netzwerkes repräsentieren zu können: Im Nenner-Polynom sind nämlich zwei Wurzel an der imaginären Achse vorhanden. Wir „schieben“ aber jetzt einen dieser Wurzel in die linke Halbebene mit Hilfe eines angenommenen Wertes $|\sigma_1|$ hinein. Bei schrittweise Modifizierung von $|\sigma_1|$ wurde der Rücktransformierte ständig kontrolliert, um das Toleranzfeld der ursprünglichen Funktion nicht zu überschreiten.

Abb. 3. Die Wirkung der Wurzelkorrektur im Nenner der Übertragungsfunktion (die gemessene Kurve rot gezeichnet)



Wir fanden, dass für den Wert $\sigma_1 = -0.002667$ die vorgegebene Genauigkeit noch erfüllt ist, und damit erhielten wir eine reale Admittanz-Schaltung.

$$G(s) = \frac{A_0}{v_0} \cdot \frac{b_0 + b_1 s + b_2 s^2}{s(\sigma_0 + s)(\sigma_1 + s)} \quad (4.9)$$

Die Partialbruchzerlegung ermöglicht die Realisierung gleichwertiger Schaltungen. Hier wird zuerst die folgende Variante zur Ermittlung einer Schaltung herangezogen:

$$G(s) = \frac{A}{s} + \frac{B}{s + \sigma_0} + \frac{C}{s + \sigma_1} = \frac{k_A}{s} + \frac{1}{\frac{s}{k_B} + \frac{1}{b_0}} + \frac{1}{\frac{s}{k_C} + \frac{1}{b_1}} \quad (4.10)$$

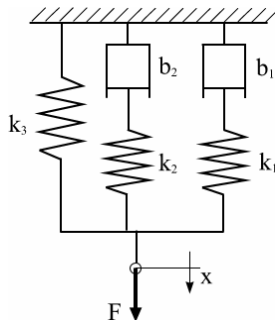


Abb. 4. Ersatzschaltung gemäß $G^*(s)$ in der Gleichung 4.8

Dabei sind: $b_0 = B/\sigma_0$, $b_1 = C/\sigma_1$, $k_A = A$, $k_B = B$, und $k_C = C$. Man sieht, dass das neue Modell aus 5 Parametern besteht und im Prinzip zwei parallele Maxwell-Modelle mit einer Feder parallel geschaltet repräsentiert. Wir wollen im Folgenden zeigen, dass aus der Admittanz-Funktion weitere gleichwertige Ersatzschaltungen synthetisiert werden können. Wenn die Bedingungen nach [3] erfüllt sind, das ist ohne weiteres möglich.

Die Parameter werden natürlich unterschiedlich, und wir verwenden weiterhin nur Feder und Dämpfungen. Wie schon erwähnt, das im Bild 4. dargestellte Variante ist nur eine Möglichkeit, es gibt noch weitere Umformungsmöglichkeiten.

5. Zusammenfassung

Dieser Beitrag ermöglicht einen Einblick in die neue Methode der objektiven Bestimmung des linearen dynamischen Materialmodells des Silikongummis mit konzentrierten Parametern. Die Methode der System-Synthese wird ungewöhnlicher Weise in der materialwissenschaftlichen Untersuchungen angewendet.

Literatur

- [1] Molnár L., Huba A.: Silicon Elastomers, It's Properties And Their Applications in the Precision Engineering and in the Medicine Conf. Gépészet 2000, Budapest, Ed. Springer
- [2] Tomanek, A.: Silicone & Technik. Hanser Verl. 1990.
- [3] Guillemin, E.A.: Synthesis of Passive Networks
J. Wiley & S., New York, 1986.

ELECTRICAL AND MECHANICAL TESTING OF CONDUCTIVE SILICONE RUBBER FILLED BY CARBON BLACK NANOPARTICLES

Attila Bojtos, Antal Huba

Budapest University of Technology and Economics,
Department of Mechatronics, Optics and Engineering Informatics,

Abstract

The objective of this investigation is to determine the electrical and mechanical properties of the conductive silicone elastomers and to examine the usability of these materials for mechanical sensor (e.g. force, strain).

The tested silicone elastomers were filled with conductive nanoparticles (Carbon Black, Silver and Nickel). In order to determine the electrical and mechanical properties of the elastomers the resistance was measured at the same time of the mechanical measurements (e.g. tensile, compression and relaxation tests). The complex impedance was also measured as a function of the frequency of the applied voltage. Scanning electron microscopy was performed to view the structure of the conductive particle net.

1. Introduction

There are more and more research on the application of the silicone rubber as a piezoresistive sensor. The hyperelastic strain gauges and the compression force sensors are the two main types [1, 2].

The hyperelastic strain gauges use the large deformation capability of the material. These can be used as a biomechanical stretch sensor, a dress built biometric sensors or sensing element in telemanipulating gloves, etc. [3, 4]

Simple compression force sensors can be built from conductive silicon rubber in varying structure. Some type of tactile sensors (touch-sensible

artificial skin, flexible robot grippers) and flexible "sensor carpet" for pressure and force distribution measurement can be built with it [5].

It is possible to build integrated *sensors - actuator* structures (e.g. force or deformation sensing of flexible silicon rubber actuators operated by Internal pressure) from both type of piezoresistive silicone sensors.[4, 6] Some of the integrated sensors work by bending or more complex deformation of the sensor element.

The reason of this investigation is that only specific sensor designs are studied in the literature without examining its general material properties. and the information supplied by raw material producers is not sufficient. Some special mechanical properties of the elastomers (hysteresis, relaxation, creep), are unfavorable in terms of the measurement technology. In case of the electrical properties similar effects can be observed. The question is the applicability of the materials for reproducible measurements.

The conductivity of the polymers filled with conductive particles depends on:

- the dielectric constant of the matrix polymer
- the conductivity of the aggregate,
- concentration,
- spatial distribution and,
- the shape of the particles.

The main external factors influencing the electrical conductivity are:

- the temperature,
- the applied electrical frequency,
- and the deformation state

[7, 8]

2. Materials and Specimens

The specimens were made by transfer moulding and press moulding from conductive silicone rubbers. The applied materials can shown in the tab. 1. All of these silicone rubbers contain pre-mixed conductive particles.

The ELASTOSIL® R 570/50 and R 570/70 one-part, HTV silicones, were press-moulded at 175 °C. In order to obtain the optimal properties they had to be post cured at 200 °C for 4 hours.

The Nusil® R-2631 and R-2637 RTV-2 (two-part) silicones were press moulded at 150°C to accelerate the curing. In this case, the post curing was not necessary.

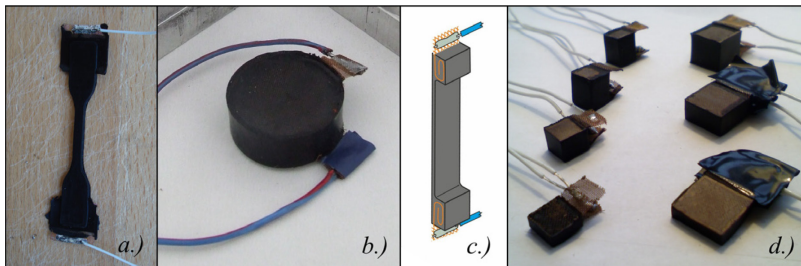


Fig. 1: Test specimens.

Standard, "dumbbell" shaped tensile test specimens (*a.*: ISO 37, $L_0=20\pm0,1$ mm; $t=2\pm0,2$ mm; $w=4\pm0,1$ mm) and cylindrical compression test specimens (*b.*: ASTM D 575, $H_0=12,5\pm0,5$ mm; $D=28,6 \pm0,1$ mm) were manufactured for the standard mechanical material tests. Non standard strip shaped tensile test specimens, (*c.*: $L_0=20$ mm; $t=0,5$ mm; $w=\text{vary}$) and "box" shaped compression test specimens (*d.*: $H_0=2; 4; 8; 12$ mm; $w=8\times8; 13\times13$ mm) were also made with varying dimensions for strain gauge and compression force sensor test samples.

To measure the resistance, cooper electrode meshes were vulcanized into the end of the specimens to decrease the contact resistance.

Tab. 1: Tested materials

Product Name	Type	Hardness [Shore A]	Aggregate	Volume res. [Ωcm]
Elastosil® R570/70	HTV1	70	carbon black	2.8
Elastosil® R570/50	HTV1	50	carbon black	5.2
Nusil® R-2631	RTV2	40	carbon black	50
Nusil® R-2637	RTV2	60	Ag / Ni	0.006

3. Mechanical and electrical tests

3.1. Test Methods

For the electrical and mechanical characterisation, the resistance was measured during the mechanical measurements (e.g. tensile, compression and relaxation tests). The resistance was recorded with Velleman PC-SCOPE and with NI USB-6008 data acquisition device. Additional interface circuit had to be used to extend the measuring range, because the wide resistance range of the used specimens.

Tensile, compressive and short-term relaxation tests were performed on a Zwick Z020/TN2S tensile test machine. For longer-term relaxation tests, a precision mechanical positioning device was constructed with a load cell.



Fig. 2: Test setup.

3.2. Results

The complete test data is not presented in this paper, only the typical behaviour of the tested materials are shown below.

3.2.1. Tensile tests to failure

The tensile force (F [N]), the elongation (ΔL [mm]) and the resistance (R [Ω]) of the “dumbbell” specimens were measured at constant tensile velocity (10, 100, 250, 500 mm/min). The specimens were stretched until failure in one step. The test were performed at room temperature (22 °C). According to the test results, the resistant characteristic properly follows the stress characteristic (Fig. 3).

Both the initial value and the gradient of the resistance of Nusil[®] R-2631 are higher than the ones of the Elastosil[®] R570/70. These are important for sensor developing; because their sensitivity depend on it.

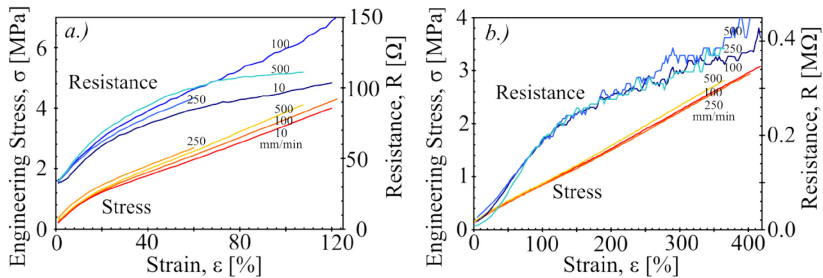


Fig. 3: Tensile tests of a.) R570/70 and b.) R-2631.

3.2.2. Cyclic Tensile tests

Cyclic tensile tests are also required in case of a sensor application. After several extractions, both the mechanical and electrical characteristics were significantly different from the initial state. The characteristic depends on the amplitude and the number of load cycles. On the Fig. 4 can be seen that the stress characteristic has the Mullin's effect. The single step characteristic (stretch to failure) is the enveloping curve of the cyclic loops. These effects have also arisen in case of the resistance characteristic. The single step resistance curve is the lower envelope of the cyclic loops, which also show hysteresis and a Mullin's like effect. The resistance curve of the cyclic test show a "8" shape, because it is increasing at the beginning of the unloading stage (after the maximum point of the stretch). This can be better observed on the relaxation curves.

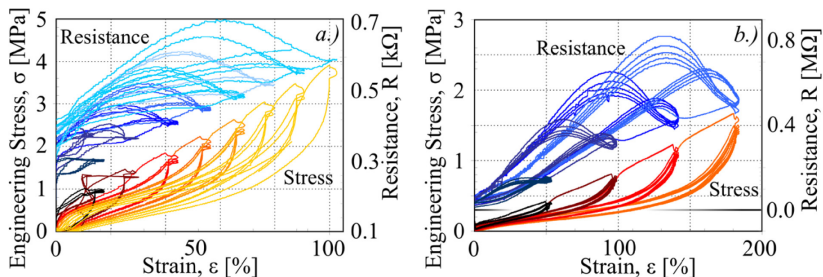


Fig. 4: Cyclic Tensile tests of a.) R570/70 and b.) R-2631.

The resistance curves show a shift in its maximum value. On the Fig. 5 can be seen that this shifting is decreasing by an exponential function of the load numbers. After enough number of load cycle the properties obtain a stationary condition. The minimum level of the resistant is almost constant.

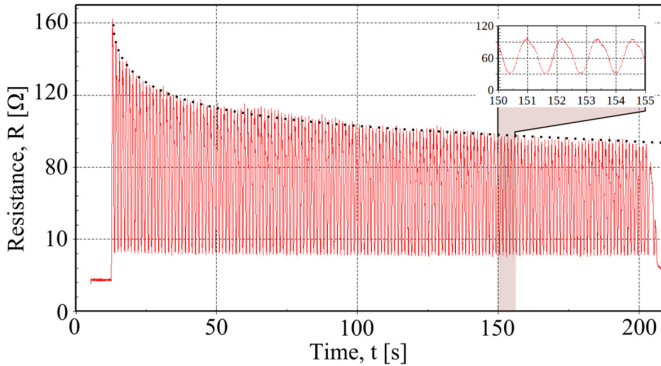


Fig. 5: Cyclic Tensile tests of a never stretched R570/70 sensor specimen.

3.2.3. Cyclic Compression tests

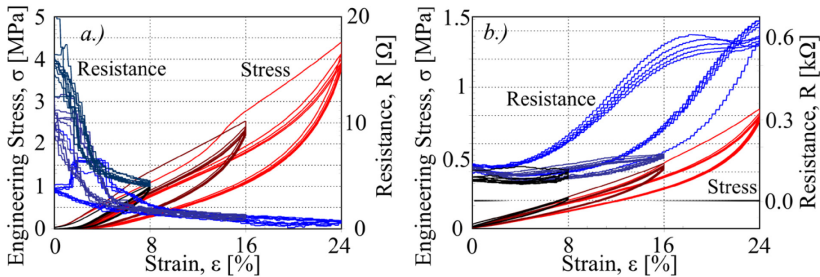


Fig. 6: Cyclic Compression tests of a.) R-570/70 and b.) R-2631 conductive silicone rubber.

Electrically conductive silicone rubber can be used as tactile or compressive force sensor. To understand the relation between compression force, deformation and the resistance, compression test were executed. During the compression tests, the compression force ($F[N]$), the displacement of the yaws ($\Delta L [mm]$), and the resistance ($R[\Omega]$) were measured with constant pression velocity (12, 20 mm/min) at room temperature (22 °C).

The compression tests show similar effects to the tensile tests. The electrical characteristic also has “8” shaped hysteresis loops, remaining part, shifting and Mullin’s effect, etc. But in case of the compression tests the directions of the resistance characteristic of the R-570/70 and the R-2631 were opposite. The resistance of the R-570/70, as the expected, is decreased under the load, but in case of the R-2631 it was increased. (This opposite behaviour is also observable on the relaxation under compression.)

3.2.4. Relaxation tests

The time domain behavior of the sensor materials is very important because the rubbers show viscoelastic properties which appear as stress relaxation or creeping. Relaxation tests were performed to examine the time dependency of the electrical resistance.

During the test, the specimen was stretched and kept this elongation for 300 second then unloaded it. On the diagram (Fig. 7) we can see that the relaxation of the resistance is similar to the stress relaxation. Higher strain cause higher stress and resistance relaxation.

The “post-increasing” of the resistance is better observable on the relaxation diagram than on the tensile one. When unloaded the resistance increased sharply. It can be seen as a little “hill” on the end of the loaded section. Its height depends on the value of the deformation. Greater strain causes higher resistance “hill”.

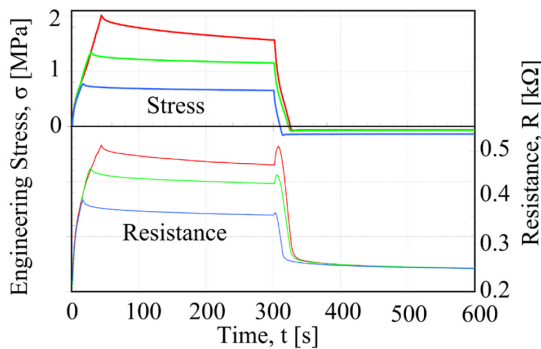


Fig. 7: Relaxation of the electrical resistance and the mechanical stress.

4. Impedance spectrum analysis

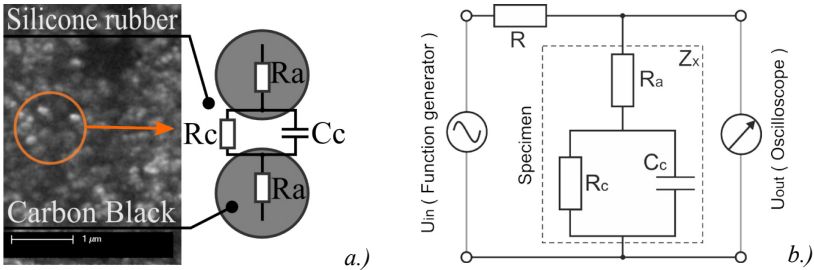


Fig. 8: a.) The model of the electrical conductivity of the silicone rubber filled with conductive nanoparticles. b.) The test setup of the impedance analysis.

To understand the conduction mechanism of the conductive silicone rubber, frequency analysis were made (with the box shaped specimens). The reason of this is that the capacity between the conductive nanoparticles causes the frequency dependency of the impedance. According to the literature [7, 8] the resulting impedance of the material consists of the resistance of conductive particles, the contact resistance, and the capacitance between the particles (Fig. 8/a.).

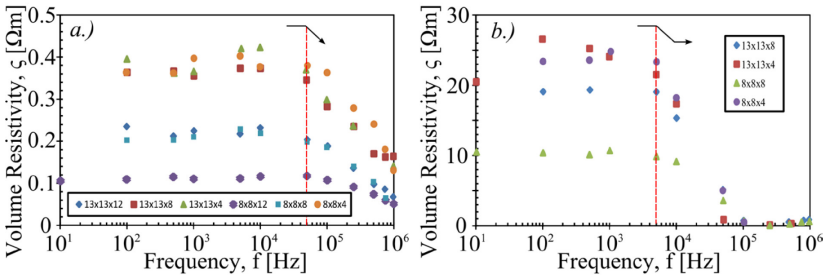


Fig. 9: The impedance of R-570/70 and R-2631 conductive silicone rubbers as a function of the frequency.

Between the conductive particles, in the thin isolating silicone rubber layer the thermally activated hopping or the tunnel effect causes the conductivity.

The conductive particles are present in the silicone substrate as continuous chains (R570/50, R570/70, R-2631) or as well-separated particles (R-2637);

The electrical model of the entire sample can be described by a lumped parameter model, (Z_x on Fig. 8/b.) [7, 8]

The tests were made with the "black box" method. The model of the "black box" was determined from the relation of the input and output signal. The input signal was sine (generated by a Signal Generator). The output was measured with a Digital Oscilloscope. The frequency range of the measurement was 1 Hz - 10 MHz.

The results are shown on Fig. 9. The average value of the cut-off frequency and the time constants are: $f_{R-570/70}=5 \cdot 10^3$ Hz, $T_{R-570/70}=2 \cdot 10^{-4}$ s; $f_{R-2631}=5 \cdot 10^4$ Hz, $T_{R-2631}=2 \cdot 10^{-5}$ s.

5. Summary

The electrical resistance of the silicone rubber shows relaxation and hysteresis.

When unloading the resistance increases sharply. The degree of this resistance „hill” depends on the amount of the deformation.

In case of cyclic load, the resistance decreases by an exponential function of the load number. The electrical properties of the silicone depend on the pre loads history. For this reason, mechanical conditioning is necessary for a sensor development.

The above properties show that the electrical conductive silicon rubber is not suitable for precise analogue measurement, but it is applicable for discrete sensing like a digital or FUZZY type sensor.

References

- [1] L. Valenta, A. Bojtos, Mechanical and Electrical Testing of Electrically Conductive Silicone Rubber. MATERIALS SCIENCE FORUM 589 (2008) 179-184.
- [2] L. Valenta, A. Huba: *Silicone Rubber Strain Gauge with High Elasticity*, REM2005 June 30th–July 1st 2005 France.
- [3] A. Bojtos, A. Huba, Biomechanical stretch sensor developing (in Hungarian). MŰSZAKI SZEMLE (2008) 72-77
- [4] S. Wakimoto, K. Suzumori, T. Kanda, Development of intelligent McKibben actuator with built-in soft conductive rubber sensor. The

13th Int. Conf. on Solid-state Sensors, Act. and Microsys. Seoul. Korea, June 59, 2005.

- [5] Jun-ichiro Yuji and Katsunori Shida, A New Multifunctional Tactile Sensing Technique by Selective Data Processing. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, VOL. 49, NO. 5, October 2000.
- [6] M. Issa, D. Petkovic, N. D. Pavlovic, L. Zentner, Embedded-Sensing Elements Made of Conductive Silicone Rubber for Compliant Rrobotic Joint, 56th Int. Scientific Colloquium Ilmenau University of Technology, 12 – 16 September 2011.
- [7] Enid Keil Sichel, Carbon black-polymer composites, Marcel Dekker, 1982
- [8] I. Balberg, A comprehensive picture of the electrical phenomena in carbon black–polymer composites, Carbon 40 (2002) 139–143.
- [9] M. Hindermann-Bischoff, F. Ehrburger-Dolle, Electrical conductivity of carbon black–polyethylene composites Experimental evidence of the change of cluster connectivity in the PTC effect, Carbon 39 (2001) 375–382.

SIMULATIONS FOR OPTICAL DESIGN AND ANALYSIS

Zoltán Németh, Ádám Veres*, Dr. Balázs Vince Nagy**

* Budapest University of Technology and Economics (BUTE), Department of Mechatronics, Optics and Engineering Informatics (MOEI)

Abstract

Why should we apply optical simulation and light modeling software? More and more improperly designed low-grade products can be found on the market, which can cause negative experiences and financial losses both to the vendors and to the users. Incorrect prototypes or products always require re-design. The worse option is the re-manufacturing, which is extremely expensive. To avoid these problems, we can apply software for optical design and analysis, which is an economical solution. The prototype of the product will be properly designed, thus posterior modification or remanufacturing of the molding and forming tool is avoidable. The time of the design can be significantly reduced as well. A professional light-modeling and simulation software called OPTIS SPEOS is used at the BUTE - MOEI, to design and develop different optical and lighting systems. This paper describes some of our experiences with optical design and light modeling.

1. How can the optical-light modeling simulation software assist the designers?

The simulation environment can be created quickly and easily. Virtual sensors can be set in arbitrary position and theoretically in unlimited number. The results of the geometrical modifications can be checked immediately, which means direct feedback. High precision can be also achieved with detailed settings. The simulation results are spectacular, and the analysis is properly detailed. Virtual reality environment can also be used, if necessary (Abb 1).



Abb. 1: Generated virtual reality environment for windshield analysis [4]

2. Which industries apply these software?

Mainly, the automotive industry (for optical part design: lamps, mirrors, dashboard analysis, indicator lamps, etc.), the optical industry (design of optical products, components, lenses, etc.), indoor / outdoor lighting, and the mobile phone industry (Abb. 2). There are also applications in the aircraft industry (e.g. cockpit analysis, Abb. 1), and in the screen and display industry, and in traffic control (design and testing of traffic lamps) as well.



Abb. 2: Luminance analysis of mobile phone buttons [4]

3. Classification of modern optical simulation software

Modern optical simulation software can be divided into three sub-categories based on their used engine [1]:

1. **Sequential ray tracing:** the algorithm substitutes the light source with directed rays, then guides these rays through the pre-defined optical elements in a determined order. Ray tracing is capable of simulating a wide variety of optical effects, such as reflection and refraction, scattering, and dispersion phenomena (such as chromatic aberration).

Boundary conditions specify the optical properties of the optical elements. This algorithm is ideal for lens system design.

2. **Non-sequential ray tracing** (e.g. SPEOS): the rays can reach one surface in multiple times and in any order. Ray scattering is allowed (e.g. part of the light reflects from a surface, one part absorbs, etc.). The order of the ray tracing is arbitrary. The algorithm is ideal at complex optical system design, where diffuse surfaces and scattering light occurs.
3. **Finite-difference time-domain (FDTD)**: mainly used in the design of micro-optical systems, where there are optical elements at a size of the wavelength of light. The procedure calculates electromagnetic wave propagation with Maxwell equations, thus the wave-optical calculations can be obtained with high accuracy.

4. Mathematical background of SPEOS: Monte Carlo method

The algorithms applied by SPEOS are mainly confidential but based on the Monte Carlo method, what was coined by John von Neumann in 1947.

Using this method, deterministic problems can be solved with the sequence of random events. The software orders probability density functions for the unknown parameters. In contrast to the deterministic methods, due to the random sampling, the Monte Carlo method needs less calculation (computation), and less boundary condition to the geometries. Thus, simulation time is significantly shorter. For the evaluations, the software uses statistical estimation methods [2].

As a ray reaches a surface, its further path depends on the pre-defined optical properties, what the following equation (BRDF - Bidirectional Reflectance Distribution Function) [3] describes (Abb. 3):

$$f_r(\omega_i, \omega_o) = \frac{dL_r(\omega_o)}{dE_i(\omega_i)} = \frac{dL_r(\omega_o)}{L_i(\omega_i) \cos \theta_i d\omega_i} \quad (1)$$

ω_i - Vector directed to the light source, ω_o - Vector directed to the observer (sensor), L – Luminance, E - Illuminance, i – Incoming parameter, r – Reflected parameter. θ – Angle between n, and the ray

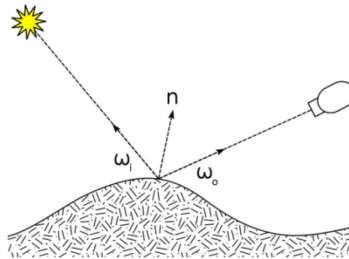


Abb. 3: Bidirectional reflectance of the surface

Such a function can be specified for all surfaces. In a photometric approach, BDRF defines the surface reflection in function of the illuminance and the observer's location. BDRF depend on the wavelength, as well as the structural and optical properties of the material. We can discuss about the BTDF (Bidirectional Transmittance Distribution Function) of the material, which defines the transmission properties [3].

5. Main steps of creating the simulation environment

5.1. Define geometries

The SPEOS simulation module works under CATIA V5, Pro/Engineer or SolidWorks environment, but it is available in Stand Alone version as well. Thus, the main CAD file types are compatible with SPEOS. Thanks to the complete integration, the data transfer between the simulation and the CAD software, which can cause errors, and makes the process slower and complicated is unnecessary.

5.2. Define light sources

In modern light sources, the manufacturer provides the luminous intensity distribution database files for the simulations, in international standard formats (e.g. Eulumdat, IES). This file contains all necessary information about the light source. The luminous distribution can be also specified with "Ray Files", which defines millions of guided ray vectors (Abb. 4). The software can calculate with these vectors quickly and easily. Of course we can implement measurement results as well, to achieve better accuracy.

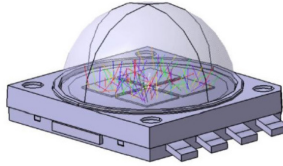


Abb. 4: LED light source with guided ray vectors at chips

5.3. Set material and surface optical properties

Due to the simulation accuracy, the optical property settings of materials and surfaces which are involved in the simulation, should be defined as precisely as possible. We can choose materials from the built-in or the downloaded database catalogues, but self-made or measured material properties can be used too.

We can define optical properties (e.g. reflection index, absorption, optical polished surface, transmission, scattering properties, etc.) to the complete bodies, or discrete surfaces (Abb. 5).

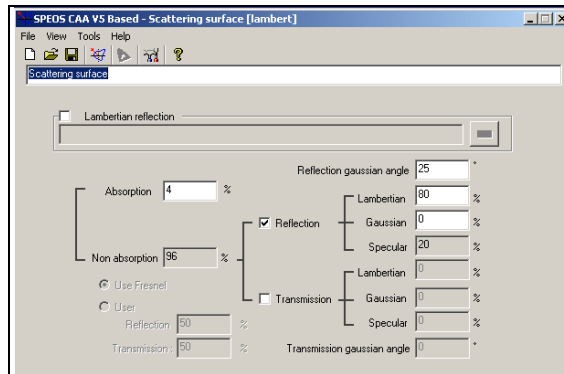


Abb. 5: An easy way to set surface optical properties

There are two possible ways to define optical properties (Abb. 6):

- „Volume optical properties (VOP)” : behavior of the light rays inside the body
- „Surface optical properties (SOP)” : behavior of the light rays as it reaches a surface

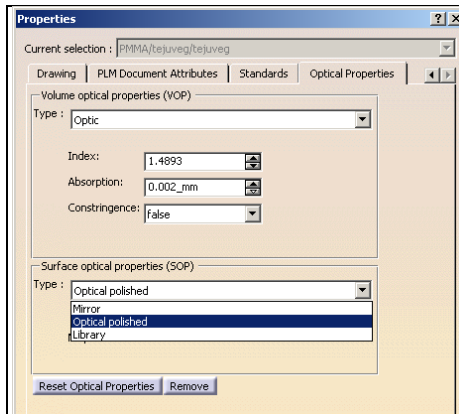


Abb. 6: Define VOP and SOP

5.4. Define sensors

Sensors are the virtual equivalent of real measurements, thus all photometric and radiometric quantities can be measured. Virtual sensors can be put everywhere and theoretically in unlimited number. For example we can define sensors in the middle of a solid body, which would be in reality impossible. The size (or shape), resolution, orientation, and of course the spectral sensitivity of the sensor can be defined according to the designer's claims. The most important sensor types can be seen below:

- Irradiance sensor – Illuminance [$\text{lm}/\text{m}^2 = \text{lx}$] (or Irradiance [W/m^2]);
- Radiance sensor – Luminance [cd/m^2] (or Radiance [$\text{W}/\text{m}^2\text{sr}$])

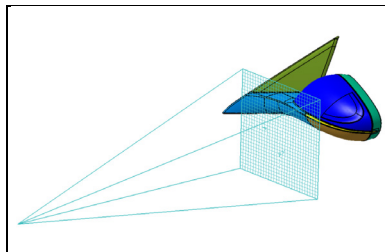


Abb. 7: Radiance sensor from a discrete view point

- 3D intensity sensor – Light intensity [$\text{lm}/\text{sr} = \text{cd}$] (or Radiation intensity [W/sr]);

The shape of the sensor can be spherical or hemispheric (Abb. 8). Luminous flux [lm] can be measured too, from any distances, which substitutes an integrating sphere or Ulbricht sphere measurement. This sensor is able to generate luminous intensity distribution database file (Eulumdat or IES) which simulating a goniophotometer measurement.

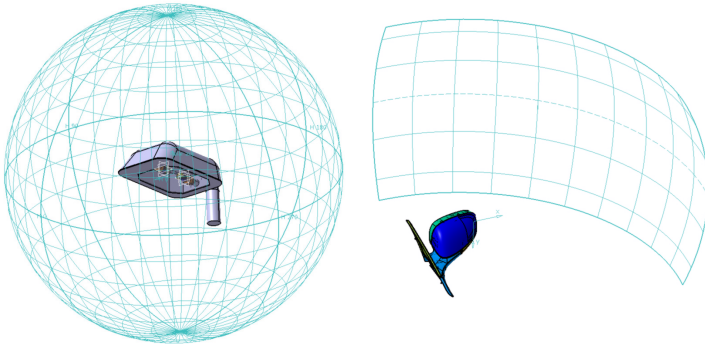


Abb. 8: 3D intensity sensors for different purposes

6. Simulation types

There are two main simulation types available. The first mode is the Interactive simulation, which is a quick, simple, and spectacular way to illustrate the way of the light through an optical system. This simulation cannot use sensors, thus cannot be applied for measurements (Abb. 9).

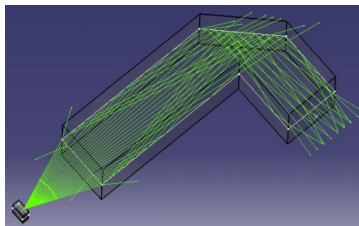


Abb. 9: Result of the indirect simulation

The most important simulation type is the Direct simulation, which can calculate with millions of guided rays using sensors, and requires the accurate setup of light sources and optical properties. This simulation type provides detailed measurement results, but the simulation time is much longer.

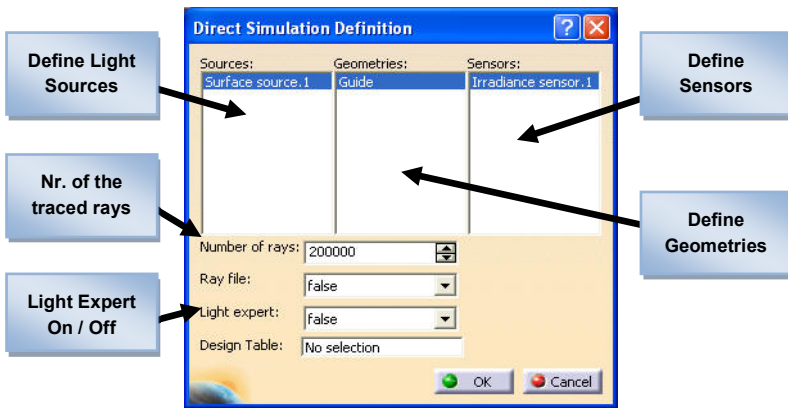


Abb. 10: Direct simulation setup

According to the increase of the number of traced rays, the simulation time also increases (Abb. 11) [3]. We can declare, that with the increase of the ray number, the simulation time grows with direct proportion, and the standard deviation decreases. Thus, to get properly accurate simulation results, the applied ray number should be sufficient, which causes the increase of the simulation time. By Abb. 11, a compromised solution can be declared: complex geometries require at least 3 million, but max. 10 million traced rays.

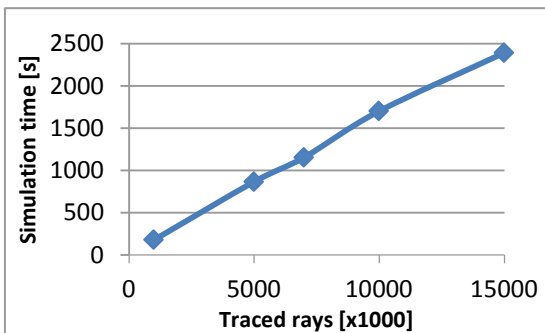


Abb. 11: Correlation between the traced ray number and simulation time

7. Result analysis

The results of the sensors can be displayed and analyzed either in a point or a selected area. The software can calculate the average and the extreme

photometrical or radiometrical values, and the uniformity of the analyzed target area. Normalization to a discrete value is also available, thus the conformance of the requirements can be checked easily (Abb. 12.).

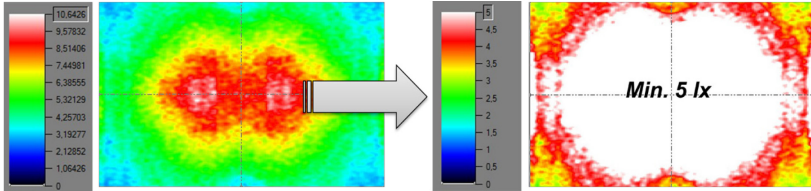


Abb. 12: Normalization of an illuminance result to 5 lx (white area)

8. The "Light Expert" application

Light Expert is one of the most useful and brilliant applications of the software. It can reveal ray paths, according to the defined parameters. The application is spectacular, quick, and accurate, and provides great support at the light-analysis and during the product-development. Two different inputs can be defined:

- a) sensor area
- b) one or multiple surfaces (logic relations are available)

According to the input, the application shows only that ray paths which:

- a) get to the selected sensor area
- b) contact the selected surfaces

With Light Expert, the influence of discrete surfaces to the light path can be analyzed easily. Thus, the designers can modify the proper geometries, and verify from which directions the light approaches, and which surfaces contribute to the radiation of the discrete sensor surfaces.

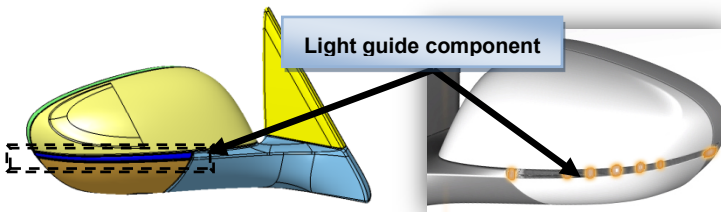


Abb. 13: Car side mirror, with a built-in LED turning signal lamp

Abb.13 illustrates a car side mirror, with a built-in LED turning signal lamp. We had to develop its „Light guide” component. The light intensity distribution of the index lamp can be seen in Abb. 14, left. There is a disproportioned distribution, with a focused light intensity ("hot spot"). In order to eliminate this phenomenon, Light Expert can be used to find the geometries to be modified. After the selection of the target sensor area (Abb. 14, left, illustrated with a dotted square), the paths of light getting to this area have been revealed (Abb. 14, right). This allows us to analyze, which geometries should be modified (Abb. 14, right, illustrated with ellipse).

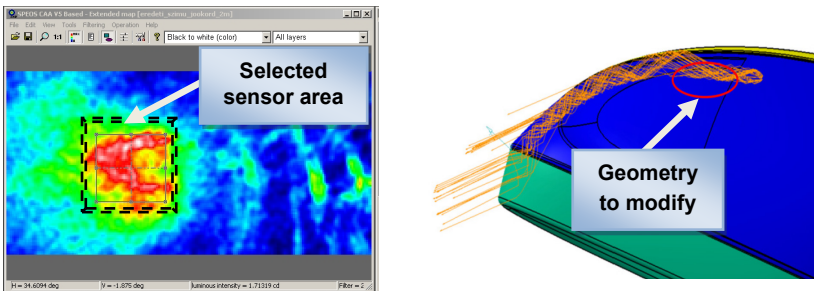


Abb. 14: Light distribution of the turning signal lamp (left), Light Expert analysis of the target sensor area (right)

Literatur

- [1] Stevenson, Michael: Optical software: which program is right for me?. Institute of Physics and IOP Publishing Ltd., 2006.
- [2] Pokorádi, László, Molnár, Boglárka: Monte-Carlo Szimulációs valószínűségi Bizonytalanságelemzés Szemléltetése. In: Repüléstudományi Közlemények Különszám, 2010.
- [3] Gémesi, Szabolcs: Világító dióda fotometriai paramétereinek mérése és szimulációja. In: Diploma thesis, 2011
- [4] Optis - <http://www.optis-world.com>

